

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

31.36
3-38
Ф35007



В. Г. ЗАХ

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Зах Р. Г.

338 Котельные установки. М., «Энергия», 1968 г.
352 с. с илл.

Книга представляет собой учебник по курсу «Котельные установки» для студентов высших технических учебных заведений.

Во введении рассмотрена и описана общая схема котельной установки, даны основные определения. Первая часть книги посвящена топливу, теории горения и эффективности использования его. Вторая — вопросам сжигания топлива и типам топочных устройств. В третьей части разобраны основные типы паровых и водогрейных котельных агрегатов и рассмотрены их элементы, а также описаны основные материалы котлостроения. В четвертой части рассматриваются вспомогательные установки и устройства котельных: топливно-подачи, золоулавливание и золоудаление, тяго-дутовые устройства, водоподготовительные и питательные установки и др. В последней, пятой, части изложены основы проектирования и эксплуатации промышленных котельных.

В приложениях к книге даны рекомендации к выполнению теплового расчета котельного агрегата, а также примеры выполнения курсовых проектов котельного агрегата и промышленной котельной.

Книга предназначена для студентов как опытных, так и начинающих учебных заведений. Поэтому она построена таким образом, чтобы студент мог изучить курс и выполнить предусмотренные учебным планом курсовые проекты самостоятельно.

3-3-2

8-БЗ-11-68

6П2.22

ЗАХ РЕНЕ ГУСТАВОВИЧ
КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Редактор С. М. Шухер.

Техн. редактор Т. Н. Царегла.

Сдано в набор 9/IV 1968 г. Подписано к печати 30/X 1968 г. Т-16109. Формат 70х108 1/16.
Вумага тип. № 1. Усл. печ. л. 30,8+1 вкл. Уч.-изд. л. 31,22. Тираж 30 000 экз. Цена 1 р. 27 к.
Издательство «Энергия». Москва, Ж-114, Шлюзовая наб., 10.

Московская типография № 4 Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Б. Переяславская, 46. Зак. 2169.

ВВЕДЕНИЕ

Котельной установкой называют совокупность устройств и механизмов, предназначенных для производства водяного пара или приготовления горячей воды. Водяной пар используют для привода в движение паровых двигателей, для производственных нужд промышленности и сельского хозяйства и отопления помещений. Горячую воду предназначают для отопления производственных, общественных и жилых зданий, а также для коммунально-бытовых нужд населения.

В подавляющем большинстве котельных установок пар или горячую воду получают путем использования тепла сжигаемого органического топлива. Однако в атомных установках пар и горячую воду получают, используя тепло ценной реакции распада ядер тяжелых элементов — урана или плутония.

По роду производимого теплоносителя различают установки с паровыми и водогрейными котлами.

Современная паровая котельная установка, принципиальная схема которой показана на рис. 0-1, представляет собой сложное сооружение. Основной частью ее является собственно паровой котел (А2), в котором осуществляется превращение воды в насыщенный пар. Однако в настоящее время собственно паровой котел с целью повышения экономичности котельной установки дополняется следующими элементами: пароперегревателем (А4), водяным экономайзером (А6) и воздухоподогревателем (А7).

Пароперегреватель предназначен для повышения температуры и энтальпии пара, полученного в котле, с целью повышения экономичности всей паросиловой установки. В водяном экономайзере используют тепло дымовых газов, уходящих из котла, для подогрева воды, подаваемой в котел, а в воздухоподогревателе — для подогрева воздуха, поступающего в его топку (А1), что существенно улучшает процесс горения топлива. Устанавливают либо только водяной экономайзер или воздухоподогреватель, либо тот и другой в совокупности; первое решение осуществляют в котельных установках небольшой производительности, а второе — в установках средней и большой производительности.

Собственно котел, пароперегреватель, водяной экономайзер, воздухоподогреватель, а также топка, связанные в единое органическое целое, совместно с примыкающими к ним паро- и водопроводами, соединительными газо- и воздухопроводами, арматурой образуют в целом котельный агрегат*. Котельный агрегат имеет каркас с лестницами и помостами для обслуживания и заключается в обмуровку.

Металлические поверхности элементов котельного агрегата, которые с одной стороны соприкасаются с дымовыми газами, а с другой — с водой, паром или воздухом и, таким образом, служат для передачи тепла от дымовых газов к воде, пару и воздуху, называют поверхностями нагрева.

Современный котельный агрегат обслуживается рядом вспомогательных механизмов и устройств, которые могут быть индивидуальными, когда они предназначены для обслуживания только одного агрегата, и групповыми, когда они обслуживают группу агрегатов.

* В последнее время термин котельный агрегат часто заменяют термином парогенератор.

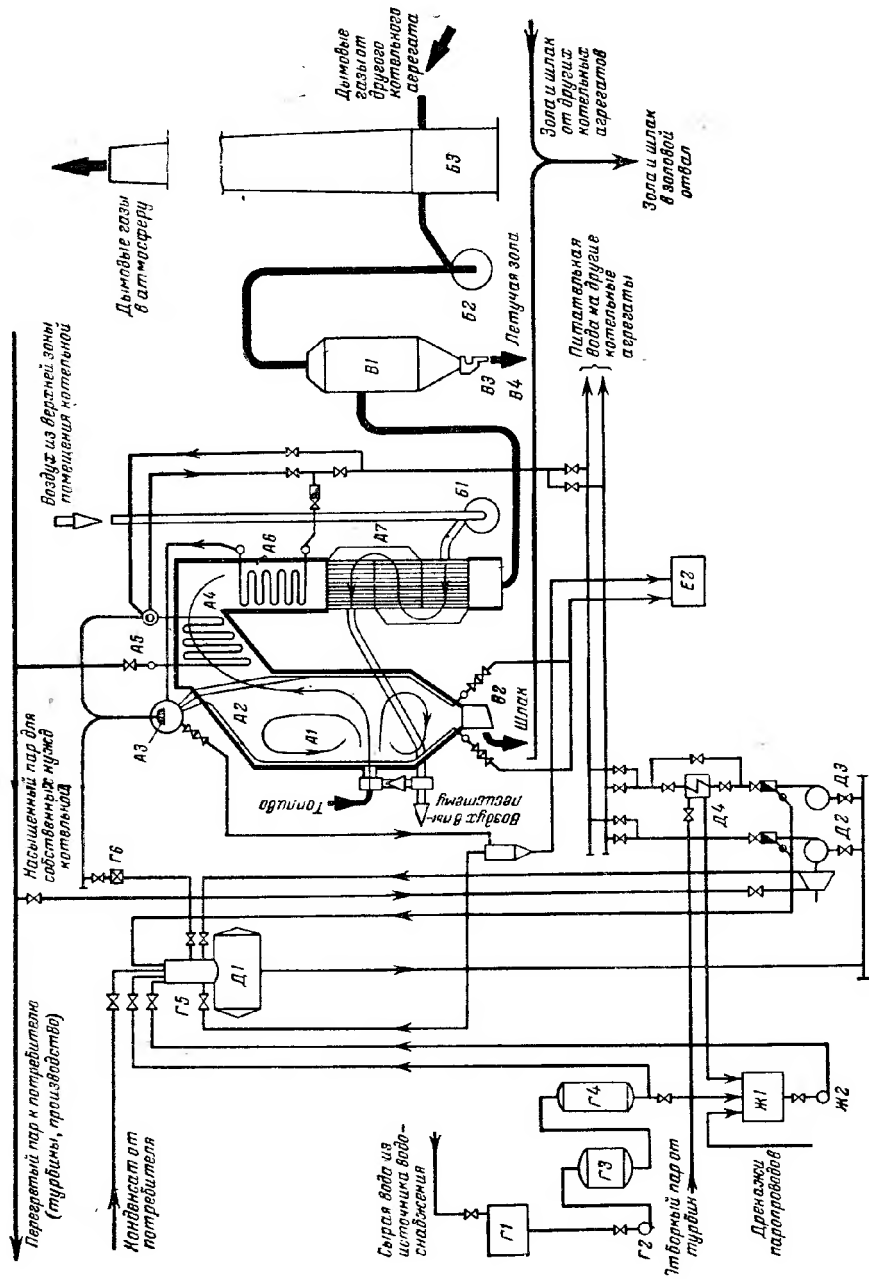


Рис. 0-1. Принципиальная схема современной паровой котельной установки

К вспомогательным механизмам и устройствам относят: дымососы и дутьевые вентиляторы, питательные и водоподготовительные установки, пылеприготовительные установки, топливоподачу, системы золоулавливания и золоудаления — при сжигании твердого топлива, мазутное хозяйство — при сжигании жидкого топлива, газорегуляторную станцию — при сжигании газообразного топлива.

Дымососы (Б2) предназначаются для удаления дымовых газов из котельной установки, так как при наличии в котельном агрегате водяного экономайзера и воздухоподогревателя общее газовое сопротивление становится настолько большим, что естественная тяга, создаваемая дымовой трубой (Б3) даже очень большой высоты, становится недостаточной для его преодоления.

Дутьевые вентиляторы (Б1) устанавливают для того, чтобы при подаче воздуха в топку преодолеть сопротивление горелок или слоя топлива на решетке, а также сопротивление воздухоподогревателя.

При сжигании твердого топлива образуются зола и шлак. Зола уносится из топки дымовыми газами в газоходы котельной установки, а из них через дымовую трубу — в атмосферу, что приводит к загрязнению воздушного бассейна и окружающей территории. Кроме того, зола, проходя через дымсосы, сильно изнашивает их, что приводит к необходимости частого ремонта. Во избежание всего этого котельные установки, предназначенные для работы на твердом топливе, оснащают золоуловителем (Б1), в котором дымовые газы очищаются от золы, унесенной из топки. Золоуловитель устанавливается перед дымсосами. Зола, уловленная в нем, удаляется через золопускное устройство (Б3). Шлак из топки удаляется через шлакопускные устройства (Б2). Уловленная в золоуловителе зола, так же как и шлак, спущенный из топки, поступает в систему шлакозолоудаления (Б4) для отвода в золовой отвал.

Для подачи в котел воды, подлежащей испарению, служит питательная установка. Основной частью ее являются питательные насосы с электрическим (Д3) и паровым (Д2) приводами, развивающие давление, необходимое для преодоления давления пара в котле и сопротивления всей системы питательных линий. Питательные насосы являются ответственным элементом котельной установки. Поэтому число, производительность и вид привода питательных насосов, подлежащих установке в котельных различного назначения, строго регламентированы. Другой частью питательной установки являются питательные баки (Д1), назначение которых — принять и хранить некоторое количество питательной воды, с тем чтобы исключить опасность перерыва в питании котлов из-за ее отсутствия. В котельных установках электростанций предусматривается подогрев питательной воды отборным паром от турбин в подогревателях (Д4).

Природная вода содержит механические и коллоидальные примеси, растворенные соли и воздух. Некоторые соли выделяются из воды в процессе ее нагревания и испарения в котле и оседают на внутренних стенках поверхностей нагрева в виде плотной, трудно отделимой накипи, которая ухудшает передачу тепла через стенку и может вызвать разрушение металла в результате его перегрева. Другие соли выпадают в объеме котловой воды в виде мелкодисперсных взвешенных частиц, что приводит к появлению в котле подвижного осадка, называемого шламом, который также может послужить причиной аварии котла. Поэтому воду, предназначенную для подачи в котел, приходится предварительно осветлять и умягчать, доводя содержание в ней солей, образующих накипь и шлам, до технически возможного минимума. Для этого сооружают специальную водоподготовительную установку, в которую входят устройства для осветления (Г3) и умягчения (Г4) воды. Исходная вода подается в водоподготовительную установку насосом (Г2) из бака (Г1).

Кислород растворенного в воде воздуха, попадая в котел, вступает в реакцию с металлом и вызывает коррозию (ржавление) его. Это приводит к необходимости освобождать питательную воду от растворенного в ней воздуха, что осуществляют в особом устройстве, называемом деаэратором (Г5).

Оставшееся в умягченной питательной воде минимальное количество солей накапливается в котловой воде в процессе ее испарения и может привести к образованию накипи и шлама в котле. Поэтому в паровом котле для удаления проникших в него солей предусматривают особую продувочную систему, в которую входят сепаратор непрерывной продувки (Е1), продувочные линии и барботер (Е2) для приема продувочной воды.

Пар, образующийся в паровом котле, выносит капельки влаги, в которых содержится некоторое количество растворенных солей. Попадая в пароперегреватель, эти капли влаги испаряются, а содержащиеся в них соли оседают на внутренних стенках его труб, что может привести к их перегреву; эти соли попадают также в паровую турбину (если котел установлен на электростанции), где они оседают во входном клапане турбины и на ее лопатках, нарушая нормальную работу турбины. В связи с этим в паровых котлах устанавливают сепарационные устройства (А3), предназначенные для отделения капель влаги от пара, выходящего из котла.

Во многих элементах котельной установки (паропроводы, теплообменники и т. п.) в результате теплоотдачи происходит охлаждение пара с образованием конденсата. В связи с этим возникает необходимость создания дренажной системы для удаления этого конденсата, который собирают в дренажный (конденсатный) бак (Ж1); конденсатными насосами (Ж2) конденсат возвращается в деаэратор и питательный бак.

Тепловые, гидродинамические и аэродинамические процессы, протекающие в котельной установке, необходимо регулировать и контролировать. В связи с этим ее оснащают регулирующими устройствами, такими, как например, регулятор температуры перегретого пара (А5), запорными регулирующими и предохранительными органами, а также контрольно-измерительными приборами. Наряду с этим в котельных установках осуществляют комплексную автоматизацию регулирования всех основных происходящих в них процессов. Автоматика обеспечивает более точное и быстрое регулирование процессов, происходящих в котельной установке, по сравнению с ручным регулированием, и приводит к повышению ее экономичности.

Котельные установки, расположенные в одном здании или на общей площадке (при открытом размещении их), в совокупности со всем комплексом вспомогательных механизмов и устройств называют котельной. В соответствии с назначением и родом производимого теплоносителя различают энергетические, производственные, отопительные и производственно-отопительные котельные, а также котельные с паровыми и водогрейными котлами.

ТОПЛИВО

Глава первая

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТОПЛИВЕ

1-1. ВИДЫ ТОПЛИВА

«Топливом называется горючее вещество, умышленно сжигаемое для получения тепла». Это определение принадлежит великому русскому ученому Д. И. Менделееву.

В соответствии с агрегатным состоянием топливо делят на твердое, жидкое и газообразное. К твердому топливу относят все ископаемые угли, торф, древесину, горючие сланцы. К жидкому топливу в основном относят сырую нефть, разнообразные моторные топлива и мазут. К газообразному топливу относят природный газ, а также различные промышленные горючие газы: генераторный, доменный, коксовый и др.

Различают естественное и искусственное топливо, а также топливные отходы. Естественным называют топливо в том виде, в каком оно получено было при добыче: уголь, нефть, природный газ и т. п. Искусственным называют топливо, полученное в результате технологической переработки естественного топлива, например металлургический кокс, полученный в результате коксования некоторых сортов каменного угля, моторное топливо, полученное в результате переработки нефти. Топливные отходы получают в результате технологической пере-

Таблица 1-1

Вид топлива		
Твердое	Жидкое	Газообразное
Естественное		
Дрова Торф Бурый уголь Каменный уголь Антрацит Горючие сланцы	Нефть	Природный газ
Искусственное		
Брикеты Кокс металлургический Кокс литейный	Моторное топливо-продукты перегонки нефти Спирты Синтетическое жидкое топливо	Генераторный газ Газ подземной газификации углей
Топливные отходы		
Отходы углеобогащения Кокс газовых заводов Металлургический коксик Древесные отходы (щепа, опилки, корье)	Мазут Кислый гудрон	Доменный газ Коксовый газ Газы нефтепереработки

работки естественного топлива в искусственное, как, например, отходы углеобогащения, получающиеся при обогащении металлургического топлива, или мазут, остающийся после переработки нефти. Примерное распределение топлива по названным признакам приведено в табл. 1-1.

Топливо разделяют также на местное и дальнепривозное. К местному относят топливо, которое экономически нецелесообразно перевозить на большое расстояние из-за невысокого качества его или малого масштаба добычи (торф, горючие сланцы, уголь небольших месторождений и др.). Поэтому местное топливо используют преимущественно поблизости от места добычи и редко транспортируют на расстояние, превышающее 100—150 км.

Дальнепривозным называют высококачественное твердое топливо, добываемое в основных каменноугольных бассейнах СССР (Донецком, Кузнецком, Карагандинском, Печорском и др.), а также жидкое топливо. Дальнепривозным топливом является также природный газ основных месторождений. Топливо, добываемое в этих бассейнах и месторождениях, образует основу приходной части топливного баланса Советского Союза и идет на покрытие нужд почти всей промышленности, энергетики, транспорта и городского хозяйства не только близлежащих, но и многих далекоотстоящих промышленных районов. В результате значительная часть топлива, добываемого в основных бассейнах и месторождениях, транспортируется на большие расстояния.

Часто выделяют так называемое энергетическое топливо, под которым понимают топливо, направляемое для сжигания в энергетических установках, так как оно по своим свойствам мало пригодно для технологической переработки. Сюда относят антрацит, некоторые сорта каменного угля, бурые угли, торф, мазут и природный газ. Отнесение топлива к категории энергетического условно, так как выделение топлива для сжигания в энергетических установках определяется не только техническими причинами, но и народнохозяйственными соображениями.

1-2. ТОПЛИВНЫЕ РЕСУРСЫ СССР

Советский Союз имеет богатейшие ресурсы твердого, жидкого и газообразного топлив.

Геологические запасы ископаемых углей в СССР составляют 8670 млрд. т (табл. 1-2), или 53% общих мировых запасов, так что по геологическим запасам угля Советский Союз занимает первое место в мире; 92% этих запасов сосредоточено на территориях восточнее Урала. Угольные ресурсы дореволюционной России определялись всего в 230 млрд. т. В первые годы Советской власти был открыт Печорский каменноугольный бассейн. В годы первых пятилеток были разведаны и определены истинные размеры Карагандинского бассейна в Центральном Казахстане. В Красноярском крае вдоль линии Сибирской железнодорожной магистрали был выявлен обширный Канско-Ачинский бассейн. Сравнительно недавно стал известен крупный Южно-Якутский бассейн с высококачественными углями. Значительно раздвинуты границы Донецкого и Кузнецкого бассейнов. Нашим дальним резервом являются крупнейшие угленосные площади Севера, среди них — Тунгусский, а также несколько менее мощных Таймырский каменноугольный бассейн. Еще большие запасы имеет открытый в годы Советской власти Ленский каменноугольный бассейн в Якутской АССР. Сведения о запасах углей по крупнейшим угольным бассейнам Советского Союза приведены в табл. 1-2.

По геологическим запасам нефти СССР занимает одно из первых мест в мире. В дореволюционной России нефть добывалась в относительно широких масштабах только на Апшеронском полуострове (г. Баку) и около г. Грозного. В настоящее время в СССР эксплуатируют большое число нефтяных месторождений, разбросанных по всей стране. Основными нефтенос-

ными областями Советского Союза являются Урало-Волжская (Туймазы, Ишимбаево и др.), Кубано-Черноморская (Майкоп), Терско-Дагестанская (Грозный и месторождения Дагестана), Азербайджанская (Баку). Кроме того, имеется ряд нефтяных месторождений меньшего значения: в Западной Украине (Дашава), у г. Эмба на Каспийском море, в Западной Туркмении (Небит-Даг, Челекен), в Коми АССР (Ухта), на Сахалине и др. Наиболее крупное достижение советских геологов-нефтяников — открытие богатейшей Урало-Волжской нефтеносной области. Уже сейчас на ее территории выявлено свыше 100 нефтяных месторождений, из которых приблизительно 70 эксплуатируются. Эта область ныне занимает ведущее место в добыче нефти в СССР. В последние годы открыты богатые месторождения нефти в Западной Сибири и на полуострове Мангышлак на восточном побережье Каспийского моря.

Природный газ в дореволюционное время в русской промышленности не использовался и о нем почти ничего не было известно. В настоящее время в Советском Союзе открыто более 300 месторождений пригородного газа. Разведанные запасы его превышают 3,5 триллиона м³, а потенциальные запасы достигают 67 триллионов м³, что в 2 раза превышает потенциальные запасы США и составляет 1/3 газовых ресурсов мира.

Таблица 1-2

Бассейн	Геологические запасы углей крупнейших угольных бассейнов СССР	
	млрд. т	% по отношению к общим запасам СССР
Лейский	2 647	30,5
Тунгусский	1 745	20,1
Канско-Ачинский	1 220	14,1
Кузнецкий	905	10,5
Таймырский	583	6,7
Печорский	344	4,0
Донецкий	190	2,2
Прочие бассейны и месторождения	1 036	11,9
Всего	8 670	100

Таблица 1-3

Наименование района	Запасы газа, млрд. м³		Потенци- альные
	Разведанные		
	Категория А + В	Категория А + В + С₁	
Север европейской части СССР	8,6	38,3	1679,4
Волго-уральский	165,2	300,1	5871,8
Северо-кавказский	586,2	755,0	4324,4
Западно-сибирский	149,3	455,1	16547,8
Восточно-сибирский	8,4	98,0	16901,3
Дальневосточный	10,6	48,8	726,6
Украина	448,2	655,2	4033,4
Закавказье	27,3	54,0	2114,6
Средняя Азия	613,7	1069,7	10175,7
Казахская ССР	3,5	91,7	4533,1
Прочие	—	—	360,0
Всего по СССР	2021,0	3565,9	67268,1

Примечание. Категория А + В — запасы, вполне установленные и достаточно точно разведанные; категория С₁ — слабо разведанные запасы.

В Советском Союзе большие газоносные районы имеются в Восточной и Западной Украине (Шебелинка и Дашава), на Северном Кавказе (Североставропольское месторождение и др.), в Азербайджане, в Среднем Поволжье (около Волгограда, Саратова и Куйбышева), в Коми АССР около г. Ухты, в Средней Азии (крупное месторождение около г. Газли). Открытие в Тюменской обл. таких крупных месторождений, как Пунгинское с запасом более 90 млрд. м³ и Тазовское с запасом более 70 млрд. м³ газа, является

началом раскрытия богатств огромного газоносного района в Западной Сибири, прогнозные запасы которого оцениваются в 14 триллионов m^3 газа. Данные о запасах природного газа по отдельным районам СССР (на 1 января 1966 г.) приведены в табл. 1-3.

Советский Союз покрыт сетью дальних газопроводов общей протяженностью свыше 35 000 км, и во многих районах СССР природный газ является самым распространенным топливом.

1-3. ТОПЛИВНАЯ ПОЛИТИКА СССР

Основная отличительная особенность топливной политики Советского Союза заключается в планировании добычи различных видов и сортов топлива, а также распределения их по роду потребителей. В последнее десятилетие топливная политика Советского Союза направлена на увеличение доли газообразного и жидкого топлива в топливном балансе СССР, так как эти виды топлива являются значительно более дешевыми и эффективными, чем твердое. В соответствии с этим развитие топливной промышленности Советского Союза характеризуется опережающим развитием добычи газа и нефти, что подтверждается следующими данными:

	1960	1965	Годы 1967	1970 (план)
Добыча угля:				
млн. т	513	578	595	665—675
% к добыче 1960 г.	100	113	116	130—132
Добыча нефти:				
млн. т	148	243	288	345—355
% к добыче 1960 г.	100	164	195	233—240
Добыча газа:				
млрд. m^3	47	129,2	159	225—240
% к добыче 1960 г.	100	275	338	479—511

Эти опережающие темпы развития нефтяной и газовой отраслей промышленности приводят к тому, что значение нефти и газа в топливном балансе СССР непрерывно возрастает (табл. 1-4), сопровождаясь большой экономией общественного труда.

Т а б л и ц а 1-4

Вид топлива	Участие в топливном балансе СССР, %		
	1950 г.	1960 г.	1965 г.
Уголь	66,1	53,9	43,0
Нефть	17,4	30,5	33,5
Газ	2,3	7,9	17,5
Торф	4,8	2,9	2,8
Сланцы	0,4	0,7	0,8
Дрова	9,0	4,1	2,4

Директивы XXIII съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1966—1970 гг. предусматривают дальнейшее широкое развитие топливной промышленности. К 1970 г. общая добыча угля должна быть доведена до 665—675 млн. т, из них открытым способом — 28%. Добычу торфа планируется довести до 92 млн. т, а горючих сланцев до 28 млн. т. Участие районов восточнее Урала в общесоюзной добыче угля намечено довести к 1970 г. до 45%, в том числе с доведением добычи угля открытым способом до 77%, так как благодаря малым капитальным затратам и высокой степени механизации такая разработка позволяет значительно снизить стоимость топлива.

Намечено продолжить ускоренное развитие нефтедобывающей и газовой промышленности с доведением к 1970 г. добычи нефти до 345—355 млн. т и газа до 225—240 млрд. м³. В качестве важнейшей задачи ставится создание новых нефте- и газодобывающих центров в Западной Сибири, Западном Казахстане и значительное увеличение добычи нефти в старых нефтедобывающих районах. Участие районов восточнее Урала будет доведено в добыче нефти до 16% и природного газа до 35%. В Западной Сибири намечено создать крупный народнохозяйственный комплекс на базе открытых новых месторождений нефти и газа, а также использования лесных богатств. Запланировано построить газопроводы общей протяженностью не менее 25 000 км.

Глава вторая

ТВЕРДОЕ ТОПЛИВО

2-1. ПРОИСХОЖДЕНИЕ

Все твердое топливо нашей планеты обязано своим происхождением солнечной энергии. Лучи солнца, благодаря хлорофиллу—особому веществу, содержащемуся в листьях и других зеленых частях растений, создают в процессе фотосинтеза те сложные органические вещества, которые в дальнейшем превращаются в топливо. Когда частицы света — фотоны, несущие элементарные количества энергии (кванты), падают на листья растений, молекулы хлорофилла используют энергию их для разрушения молекул углекислоты и воды, поглощенных листьями из окружающего воздуха и земли. Затем хлорофилл создает из освобожденных атомов углерода, водорода и кислорода сложные органические соединения — жиры, протенины, сахар, крахмал, которые идут на образование клсток растительных и животных организмов.

После окончания их жизни засохшие деревья, отмершие листья, хвоя, перемешиваясь с перегноем, находящимся под деревьями, сами начинают гнить под воздействием бактерий, разрушающих органические клетки. Гниение заканчивается полным исчезновением клетки с образованием соответствующих количеств углекислоты и водяных паров. Таким образом, вся та органическая материя, которая непрерывно создается на земле из углекислоты и воды лучистой энергией солнца и хлорофиллом, также непрерывно разрушается в процессе гниения с восстановлением углекислоты и воды и выделением в виде тепла того количества солнечной энергии, которое пошло на образование органического вещества. Тем самым создается естественный кругооборот углерода, водорода и кислорода в природе.

Однако иногда, чаще всего в результате геологических катастроф, гнилостные бактерии перестают действовать, вследствие чего гниение упомянутых органических веществ приостанавливается. Вся их масса начинает новый путь развития, который через многие миллионы лет приводит к превращению полуразложившейся органики в ископаемый уголь.

2-2. ОСНОВНЫЕ СТАДИИ ПРЕВРАЩЕНИЙ

Сущность упомянутых выше превращений твердого топлива заключается в том, что от исходного, материнского вещества топлива, богатого кислородом, происходит отщепление кислорода с водородом, а также в незначительном количестве с углеродом с образованием воды и углекислоты. В результате исходное вещество топлива обогащается углеродом, подвергаясь вместе с тем неглубокому разложению. Описанные превращения топлива,

называемые его метаморфизмом, протекают очень медленно и в принципе должны заканчиваться полным исчезновением из топлива кислорода и водорода с сохранением только углерода и небольшого количества азота. Таким образом, чем выше степень метаморфизма топлива, тем оно относительно богаче углеродом и беднее кислородом и водородом. Основными факторами, определяющими метаморфизм топлива, являются умеренная температура и очень высокое давление.

В своих превращениях материнское вещество топлива последовательно проходит стадии образования торфа, бурого угля, каменного угля, антрацита. Между этими видами топлива нет резких разрывов; наоборот, возможны некоторые промежуточные формы, как, например, полуантрацит. Тем не менее типичные представители этих видов топлива достаточно резко различаются как в отношении внешнего вида и структуры, так и в отношении физико-химических свойств.

Существующие в природе различные виды твердого топлива отличаются чрезвычайным разнообразием состава и свойств. Это объясняется различием в происхождении материнского вещества; различием условий, в которых происходил длившийся многие миллионы лет процесс превращений; стадией превращения, на которой топливо находилось в момент его добычи и использования. Однако поскольку все виды твердого топлива имеют органическое происхождение, основой состава их остаются элементы, свойственные органическим веществам, т. е. углерод, водород, кислород, азот, а также отчасти сера.

Твердое топливо в большинстве своем происходит от высокоорганизованных растений — древесины, листьев, хвой и т. п. Основой древесины является клетчатка, имеющая химическую формулу $C_6H_{10}O_5$; пересчет этой формулы на массовое содержание дает следующий состав клетчатки: C = 44,4%; H = 6,2%; O = 49,4%. Кроме клетчатки, в древесину входят: азот — основной материал, образующий протоплазму клетки; лигнин — связывающее вещество, соединяющее отдельные клетки древесины; смолистые вещества; древесный сок, представляющий собой раствор в воде различных органических и минеральных веществ, в частности органических соединений серы. Из-за наличия перечисленных веществ абсолютно сухая древесина имеет следующий состав: C = 50%; H = 6,5%; O = 41,0%; N = 1,0%, минеральные вещества A = 1,5%.

Кроме того, древесина содержит довольно много влаги: влажность свежесрубленной древесины составляет приблизительно 60%, подсушенной в естественных условиях — приблизительно 30%.

Отмершие части высокоорганизованных растений, богатых лигнином, разрушаются грибами при свободном доступе воздуха и превращаются в торф — рыхлую, рассыпчатую массу перегноя, или, иными словами, массу так называемых гуминовых кислот. Скопления торфа после прекращения жизни леса переходят в бурую массу, в которой уже отсутствуют форменные элементы растений (листья, хвоя, древесина), — бурый уголь. В дальнейшем при наличии воздействия высокого давления и повышенной температуры бурые угли подвергаются последующим превращениям, переходя в каменные угли, а затем в антрацит.

2-3. СОСТАВ

В топливе в том виде, в котором оно добыто, различают органическую массу и балласт. Под органической массой понимают ту часть топлива, которая произошла из органических веществ, образовавших основу его материнского вещества. В органическую массу топлива включают углерод, водород, кислород и азот. Под балластом понимают ту часть топлива, которая была внесена в материнское вещество в процессе его превращений. В балласт включают серу, минеральные примеси и влагу топлива. Названное распределение элементов топлива между органической

массой и балластом несколько условно. Действительно материнское вещество топлива содержит небольшое количество минеральных примесей и серы, а также некоторое количество влаги. Наоборот, балласт топлива содержит небольшое количество углерода и кислорода, входящих в состав минеральных примесей (CaCO_3 , SiO_2 , Al_2O_3 и др.), а также некоторое количество кислорода и водорода, входящих в состав влаги топлива. Однако названное разделение удобно для практических целей, что и привело к широкому пользованию им.

Основным элементом органической массы твердого топлива является углерод С. Содержание его в органической массе топлива возрастает с 50% у древесины до 92—94% у антрацита. Углерод представляет собой твердое вещество, которое по некоторым наблюдениям начинает плавиться при температуре около $3\,900^\circ\text{C}$. Атомная масса углерода равна 12. В холодном состоянии углерод не проявляет никакой реакционной способности, но в накалившем состоянии он реагирует с кислородом по реакциям, которые в конечном счете при достаточном количестве кислорода приводят к образованию углекислоты. Количество тепла, выделяющееся при полном сгорании 1 кг углерода в углекислоту, составляет $7\,900\text{—}8\,100\text{ ккал/кг}$ в зависимости от модификации углерода. При высокой температуре углекислота начинает диссоциировать с образованием окиси углерода и кислорода. При $1\,700^\circ\text{C}$ диссоциирует приблизительно 2% углекислоты, но с дальнейшим ростом температуры количество диссоциированной углекислоты неуклонно возрастает, доходя при $2\,800^\circ\text{C}$ приблизительно до 50%.

Вторым горючим элементом органической массы топлива является водород Н. Максимальное количество его, равное 6,5%, содержится в органической массе древесины. По мере повышения возраста топлива содержание водорода в нем снижается, доходя приблизительно до 2,5% в органической массе антрацита. Атомная масса водорода при технических расчетах обычно принимается равной 1,00, хотя точно она равна 1,0077. Водород реагирует с кислородом, образуя воду. Горение водорода — практически необратимая реакция, так как водяные пары при атмосферном давлении начинают диссоциировать в заметных количествах только при температуре, превышающей $2\,000^\circ\text{C}$. Количество тепла, выделяющееся при сгорании водорода, зависит от агрегатного состояния продукта горения. Когда последний получается в виде жидкости — воды, имеющей температуру 0°C , при сгорании 1 кг водорода выделяется $34\,200\text{ ккал}$. Когда же в результате сгорания водорода образуется водяной пар, то в нем остаются невыделенными скрытая теплота парообразования и теплота жидкости, вследствие чего располагаемая теплота сгорания водорода оказывается более низкой; ее обычно принимают равной $28\,900\text{ ккал/кг}$.

В топливе водород связан с кислородом химически. В древесине, в которой водород и кислород содержатся в стехиометрическом соотношении, кислород целиком связывает весь водород, вследствие чего последний в горении совершенно не участвует. Однако поскольку в процессе превращения материнского вещества топлива кислород отщепляется в относительно большем количестве, чем водород, в остальных видах твердого топлива содержится некоторое количество так называемого свободного водорода Н — $\frac{0}{8}\%$. Он участвует в процессе горения, давая соответствующее количество тепла. С увеличением возраста топлива количество свободного водорода вначале возрастает, доходя до 3,5—5,0% для некоторых каменных углей, а затем снижается до 2,0—2,4% для антрацитов.

Содержание кислорода О в органической массе топлива с возрастом его снижается с 41% для древесины до 1,7—2,6% для антрацита. Не будучи теплообразующим элементом и связывая водород топлива, кислород снижает теплоту сгорания, почему является элементом нежелательным. Тем не менее с его наличием приходится считаться, и пока единственным способом снизить содержание кислорода в топливе, является коксование, в

результате чего теплоценность топлива заметно возрастает. Атомная масса кислорода равна 16.

Содержание азота N в топливе незначительно, оно составляет 0,8—2,5%. Из-за химической инертности азота это приводит к тому, что он при горении топлива в атмосферных условиях никак себя не проявляет. Однако азот может принять участие в горении, когда оно происходит в атмосфере чистого кислорода при высоком давлении, как это, например, имеет место в калориметрической бомбе. Атомная масса азота равна 14.

Сера S содержится в топливе в количествах от 0,5—1 до 4—6%. Атомная масса ее равна 32. Сера соединяется с кислородом, образуя сернистый газ — сернистый ангидрид SO_2 с незначительной примесью серного ангидрида SO_3 . При сгорании серы в сернистый ангидрид выделяется приблизительно 2 200 ккал/кг. В топливе сера содержится в виде различных химических соединений. Различают серу органическую $S_{\text{ор}}$, входящую в сернисто-органические соединения с углеродом, водородом и другими элементами топлива; серу колчеданную $S_{\text{к}}$, входящую в состав колчедана или пирита FeS_2 , который содержится в угле в виде линз, прослоек и мельчайших зерен; серу сульфатную $S_{\text{с}}$, входящую в состав различных солей серной кислоты — CaSO_4 , NaSO_4 , FeSO_4 и др. Органическая и колчеданная сера при горении топлива сгорают в SO_2 с незначительным образованием SO_3 ; сульфатная сера, представляя собой предельные окислы, гореть не может, однако она участвует в образовании сернистого газа.

Сумму органической и колчеданной серы относят к горючей или к летучей сере $S_{\text{л}}$, так что

$$S_{\text{л}} = S_{\text{ор+к}} = S_{\text{ор}} + S_{\text{к}}. \quad (2-1)$$

Количество летучей серы является исходной величиной для теплотехнических расчетов. Величину сульфатной серы в теплотехнические расчеты не вводят, относя ее к минеральной части топлива.

Сера — нежелательная составляющая топлива. Образующийся при сгорании ее сернистый ангидрид, попадая в атмосферу, вредно действует на живые организмы и растительность. Получающийся при горении серный ангидрид образует с конденсирующимися водяными парами, содержащимися в дымовых газах, серную кислоту, которая вызывает коррозию металлических частей котельного агрегата. Серный колчедан, отличающийся большой твердостью, сильно изнашивает дробилки и мельницы при дроблении и размоле топлива.

Минеральные примеси A в твердом топливе в зависимости от условий образования его могут содержаться в количестве от 5—7 до 35—40% и выше. Рассматривая вопрос об этих примесях, необходимо четко разграничивать три понятия: минеральную часть топлива, золу топлива, очаговые остатки.

Под минеральной частью топлива понимают неорганические примеси, содержащиеся в топливе до его сжигания. Зола топлива представляет собой остаток, получающийся в результате выжигания топлива в лабораторных условиях в муфельной печи при температуре 800° С в окислительной среде (воздухе). Очаговыми остатками называют конечные продукты, которые образуются в топке в результате сложных физических и химических процессов, происходящих сначала в самом топливе при его сжигании, а затем в неорганических минеральных примесях, освобождающихся при сгорании топлива. Ни зола, ни очаговые остатки не идентичны минеральной части топлива ни по своему химическому составу, ни по своим физическим свойствам; кроме того, они также взаимно не идентичны. Это происходит потому, что в процессах выжигания топлива в лабораторных условиях и сгорания его в топке в минеральной части топлива под воздействием высокой температуры происходят некоторые химические превращения. Для названных случаев эти химические превращения различны, так как выжигание топлива в муфеле происходит при постоянной, фиксиро-

ванной температуре и в стабильной воздушной среде, а сгорание топлива в топке происходит при сильно меняющейся температуре (900—1400° С) и в среде, в которой содержание кислорода изменяется от 21% до нуля.

Происхождение и характер минеральной части твердого топлива различны. Различают первичную и вторичную минеральные части и породу. Первичная минеральная часть, содержание которой в топливе не превышает 1—1,5%, происходит от неорганических веществ, входивших в состав тех растений, из которых образовалось топливо; она непосредственно связана с органической частью топлива и равномерно распределена в ней. Вторичная минеральная часть топлива образуется из минеральных веществ, отложившихся одновременно с органическими веществами или попавших в топливо уже после его образования через трещины во вскрышных породах и пласте. Вторичные примеси составляют основную часть минеральных примесей топлива. Они состоят из минералов, образовавшихся в результате выветривания тех горных пород, которые характерны для места, где образовалось топливо; обычно в состав вторичных примесей входят кварц, каолинит, бурый железняк, кальциевые и доломитовые шпаты, гипс, пирит и пр. Наконец, порода представляет собой случайное попадание в топливо минеральные вещества из кровли и почвы при разработке пласта. Она легко удаляется из топлива в процессе обогащения.

Химический состав минеральной части топлива непосредственно определить нельзя. Это может быть сделано только при помощи химического анализа золы и очаговых остатков. При этом компоненты золы определяют в виде окислов, которые делят на кислые и основные. Данные о содержании образующих минеральную часть топлива основных компонентов приведены в табл. 2-1.

Т а б л и ц а 2-1

Характер окислов	Компоненты золы в той форме, в которой она определяется при лабораторном анализе		Ориентировочное предельное содержание в углях СССР, %	В виде какого минерала может встречаться компонент в минеральной части топлива
	Наименование	Обозначение		
Кислые	Кремнезем	SiO ₂	2,0—70,0	Песок, силикаты Пирит, марковит Фосфаты
	Серный ангидрид	SO ₃	Следы—10,0	
	Фосфорная кислота	P ₂ O ₅	0,0—5,0	
Основные	Оксид железа	Fe ₂ O ₃	3,0—75,0	Пирит, марковит, ферросиликаты
	Глинозем	Al ₂ O ₃	2,0—50,0	
	Оксид кальция	CaO	1,0—65,0	Глина Карбонаты, сульфаты, силикаты
	Оксид магния	MgO	0,5—15,0	
	Сумма окислов щелочных металлов	K ₂ O + Na ₂ O	0,0—25,0	То же Карбонаты, сульфаты, силикаты и хлориды Фосфаты
	Двуокись титана	TiO ₂	0,3—2,0	

Минеральная часть топлива в процессе его горения при определенной температуре переходит в жидкое состояние и образует сплавленную или спекшуюся пористую массу — шлак, который в некоторых случаях может привести к нарушению работы топки. Минеральная часть топлива состоит из многих компонентов, которые плавятся при разной температуре и в процессе плавления взаимодействуют физически и химически. Вследствие этого плавление золы представляет собой сложный процесс. Кроме того, большинство компонентов минеральной части топлива имеет аморфную структуру и поэтому переходит из твердого состояния в жидкое, постепенно размягчаясь в некотором интервале температур. В результате этого установить строго фиксированную температуру плавления минеральной части топлива нельзя; приходится рассматривать температурные интервалы плавления и характерные температурные точки этого процесса.

Температурный уровень перехода минеральной части топлива из твердого состояния в жидкое зависит от ее состава. В этом отношении различают легкоплавкую и тугоплавкую золу. Кроме того, плавкость минеральной части топлива зависит от среды, в которой она плавится. В

полувосстановительной среде, которая характеризуется тем, что в ней почти полностью отсутствует кислород и содержатся, кроме CO_2 , восстановительные компоненты — CO , CH_4 и H_2 , минеральная часть топлива переходит из твердого состояния в жидкое при температуре на $100\text{—}300^\circ\text{C}$ ниже, чем в окислительной среде, которая характеризуется присутствием относительно большого (до 21%) количества кислорода.

О плавкости минеральной части топлива судят по поведению образца золы топлива, имеющего вид небольшой трехгранной пирамиды (рис. 2-1) высотой 13 мм с основанием в виде равностороннего треугольника со стороной, равной 6 мм, причем одна из граней пирамиды перпендикулярна

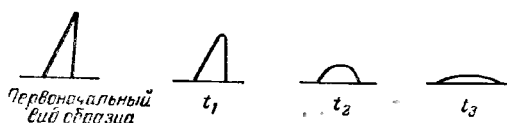


Рис. 2-1. Характер деформации лабораторного образца золы топлива при определении ее плавкости.

основанию. Образец нагревают в муфельной печи в полувосстановительной среде. При этом фиксируют температуру следующих трех характерных моментов изменения формы образца:

температуру начала деформации t_1 , при которой начинается плавление вершины образца;

температуру размягчения t_2 , при которой образец оплавляется, образуя полусферу с высотой, равной приблизительно половине основания;

температуру начала жидкоплавкого состояния t_3 , при которой образец растекается по пластинке.

Показателем плавкости золы считают температуру начала жидкоплавкого состояния t_3 .

Анализируя значения t_1 , t_2 и t_3 для различных видов топлива Советского Союза (см. табл. 2-7), можно увидеть, что в широких пределах изменяются не только эти характерные температуры, но также и значения температурных интервалов $t_2 - t_1$, $t_3 - t_2$ и $t_3 - t_1$.

Влага W в топливе может содержаться в количестве от 3—5 до 60—70% в зависимости от многих причин, среди которых не последней является химический возраст топлива.

Происхождение и характер содержащейся в топливе влаги неодинаковы: различают влагу внешнюю, внутреннюю (коллоидальную) и гидратную (кристаллическую).

Внешнюю влагу часто подразделяют на капиллярную и поверхностную. Капиллярной называют ту влагу, которая содержится в порах (капиллярах) топлива. По количеству она обычно образует основную часть влаги топлива, находящегося в естественных условиях. Каждое топливо может содержать совершенно определенное максимальное количество капиллярной влаги; это то ее количество, которое могут принять в себя все поры топлива. Так как с химическим возрастом топливо уплотняется и пористость его уменьшается, то с увеличением химического возраста топлива максимальное значение капиллярной влажности топлива уменьшается. Если, например, для торфа максимальное значение капиллярной влажности доходит до 40—45%, то максимальное значение ее для бурых углей лежит в пределах 20—30%, а для каменных углей не превышает 5—12%. Так как обычно поры топлива заполнены влагой только частично, то в действительных условиях капиллярная влажность, а следовательно, и общая влажность данного топлива могут изменяться в широких пределах, что определяется до добычи водоносностью пласта, а после добычи — условиями хранения и транспорта, а также атмосферными условиями.

Поверхностной называют влагу, которая осаждается на поверхности топлива; количество ее невелико (3—5% массы топлива) и в общем мало зависит от химического возраста топлива. Поверхностной влаги в топливе

тем больше, чем оно мельче, так как чем мельче топливо, тем больше его поверхность.

Внутренняя влага связана с органической частью топлива физико-химически, входя в состав того сложного коллоида, каким является твердое топливо, почему она и называется коллоидальной. С увеличением химического возраста топлива способность его коллоида удерживать влагу уменьшается, и потому с увеличением химического возраста топлива содержание внутренней влаги в нем неуклонно падает. В торфе и бурых углях ее содержится 10—15%, в молодых каменных углях 3—6%, в старых каменных углях и антраците 0,5—1,0%. Содержание внутренней влаги в каждом данном сорте топлива является характерным свойством его.

Гидратная влага входит в состав молекул некоторых минеральных примесей топлива (например, $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$). Количество ее невелико и в величину общей влажности топлива не включается. Из топлива она выделяется при дегидратации молекул минерала в процессе нагрева его до высокой температуры (500° С и выше).

Влажность топлива, имеющего в атмосферных условиях температуру ниже 100° С, не остается постоянной: она приходит в соответствие с относительной влажностью окружающей среды. Это значит, что влажное топливо, находящееся в сухом воздухе, подсыхает, а сухое топливо, попавшее во влажную воздушную среду, увлажняется. Содержание влаги в топливе стабилизируется только в том случае, когда давление насыщенного пара внешней влаги топлива уравнивается парциальным давлением водяных паров, находящихся в воздухе. Такое топливо называют воздушно-сухим. Так как воздушно-сухое топливо содержит внутреннюю влагу и некоторое непостоянное количество внешней влаги, зависящее от содержания водяных паров в атмосфере, то влажность воздушно-сухого топлива не характеризует его точно. Поэтому введено понятие гигроскопической влажности топлива W^H , под которой понимают влажность топлива, доведенного до равновесного состояния в воздухе с относительной влажностью 60% при температуре 20° С. По гигроскопической влажности можно достаточно точно судить о внутренней влажности топлива, так как величина первой лишь не на много превышает величину второй.

Равновесный остаток внешней влаги и внутренняя влага могут быть удалены из топлива только при нагреве его до температуры, превышающей 100° С. Однако если затем температура топлива опять падает ниже 100° С, оно насыщается внутренней влагой и равновесным количеством внешней влаги из водяных паров, содержащихся в окружающем его воздухе.

Влага — нежелательная составляющая топлива не только потому, что она балластирует топливо, т. е. уменьшает содержание в нем горючей части, но и потому, что на испарение ее расходуется часть тепла топлива, выделяющегося при его горении. При очень высоком содержании влаги в топливе может даже возникнуть такое положение, когда количество тепла, требующееся для испарения влаги, окажется равным количеству тепла, которое могло бы быть выделено при горении горючей части топлива, или даже превысит его. Кроме того, большое содержание внешней влаги приводит к смерзанию топлива при транспорте и хранении в зимнее время, к затруднениям при его размоле, уменьшению сыпучести. Внутренняя влага не влияет на условия размолы топлива и его сыпучесть.

В практике использования топлива различают рабочее топливо, аналитическую пробу топлива, сухую, горючую и органическую массы топлива.

Топливо в том виде, в каком оно добыто или поступает в котельную установку, называют рабочим топливом. Его состав выражают равенством

$$C^r + H^r + O^r + N^r + S_{\text{ор+к}}^r + A^r + W^r = 100\%, \quad (2-2)$$

где индексы «р» означают, что элементы топлива выражены в массовых (весовых) процентах содержания их в рабочем топливе.

Под аналитической пробой понимают топливо в том виде, в каком оно в лаборатории поступает для производства химического анализа. Масса этой пробы характеризуется равенством

$$C^a + H^a + O^a + N^a + S_{\text{ор+к}}^a + A^a + W^a = 100\%. \quad (2-3)$$

Сухая масса представляет собой массу топлива, совершенно лишенного влаги; она выражается равенством

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S_{ор+к}^c + A^c = 100\%. \quad (2-4)$$

Под горючей (безводно-беззольной) массой понимают условную (абстрактную), не существующую в действительности массу топлива, лишенного влаги, золы и сульфатной серы, которую, как указывалось, относят к золе топлива. Горючую массу топлива выражают в виде:

$$C^r + H^r + O^r + N^r + S_{ор+к}^r = 100\%. \quad (2-5)$$

Наконец, мало распространенное в настоящее время, также абстрактное понятие органической массы представляет собой условную массу топлива, лишенного влаги, золы и серы, которая выражается в виде:

$$C^o + H^o + O^o + N^o = 100\%. \quad (2-6)$$

Индексы «а», «с», «г» и «о» при обозначениях элементов топлива в формулах (2-3), (2-4), (2-5) и (2-6) показывают, что эти элементы выражены в массовых пропентах их содержания соответственно в аналитической пробе и сухой, горючей и органической массах топлива.

Для пересчета состава топлива с одной массы на другую пользуются переводными формулами, приведенными в табл. 2-2, вывод которых не вызывает затруднений.

Таблица 2-2

Масса топлива при исходных данных	Коэффициенты для пересчета данных на массу топлива				
	органическую	горючую	сухую	аналитическую	рабочую
Органическая	1	$\frac{100 - S_{л}^r}{100}$	$\frac{100 - S_{л}^c - A^c}{100}$	$\frac{100 - S_{л}^a - A^a - W^a}{100}$	$\frac{100 - S_{л}^p - A^p - W^p}{100}$
Горючая	$\frac{100}{100 - S_{л}^r}$	1	$\frac{100 - A^c}{100}$	$\frac{100 - A^a - W^a}{100}$	$\frac{100 - A^p - W^p}{100}$
Сухая	$\frac{100}{100 - S_{л}^c - A^c}$	$\frac{100}{100 - A^c}$	1	$\frac{100 - W^a}{100}$	$\frac{100 - W^p}{100}$
Аналитическая	$\frac{100}{100 - S_{л}^a - A^a - W^a}$	$\frac{100}{100 - A^a - W^a}$	$\frac{100}{100 - W^a}$	1	$\frac{100 - W^p}{100 - W^a}$
Рабочая	$\frac{100}{100 - S_{л}^p - A^p - W^p}$	$\frac{100}{100 - A^p - W^p}$	$\frac{100}{100 - W^p}$	$\frac{100 - W^a}{100 - W^p}$	1

2-4. ЛЕТУЧИЕ ВЕЩЕСТВА И КОКС. СПЕКАЕМОСТЬ

Если нагревать топливо без доступа воздуха, то под воздействием высокой температуры (в пределах 200—800°С) начинается термическое разложение его на газообразную часть — летучие вещества и твердый остаток — кокс. Если не учитывать водяных паров, которые образуются в результате испарения влаги нагреваемого топлива, летучие вещества содержат водород, метан, тяжелые углеводороды, окись углерода, немного углекислоты и некоторые другие газы, т. е. в основном газообразные горючие вещества.

Выход летучих веществ, их качественный состав, а также температура, при которой они начинают выделяться, при прочих равных условиях определяются химическим возрастом топлива; чем топливо химически старше, тем меньше выход летучих и выше температура начала выделения их. Например, если выход летучих торфа составляет приблизительно 70% общей массы горючей части топлива и они начинают выделяться при 120—150° С, то выход летучих бурых и молодых каменных углей падает приблизительно до 40—50% при возрастании температуры начала выделения газов до 170—250° С, а антрацита — до 3—4% при температуре начала выделения газов около 400° С.

На количество и состав летучих данного топлива сильно влияют условия нагрева и температура, при которой протекает процесс термического разложения. Поэтому при оценке выхода летучих эти условия должны быть указаны. Выход летучих выражают в массовых процентах, относя его к горючей массе топлива. Кроме того, для антрацита и полуантрацита принят также показатель выхода летучих по объему выделившихся газов.

Летучие вещества оказывают большое влияние на процесс горения топлива. Топливо с большим выходом летучих, например торф, бурый уголь, молодой каменный уголь, легко загорается и сгорает быстро и почти полностью (с малой потерей тепла). Наоборот, топливо с малым выходом летучих, как, например антрацит, загорается значительно труднее, горит значительно медленнее и притом сгорает неполностью (с повышенной потерей тепла).

Кокс, оставшийся после полного выделения летучих, состоит из углерода и минеральной части топлива. В зависимости от вида термически разложенного топлива кокс может оказаться порошкообразным, слипшимся, спекшимся, сплавленным. Как правило, кокс получается порошкообразным у топлива с малой степенью метаморфизма (торф, бурые и молодые каменные угли) или с очень глубокой степенью его (антрацит, отчасти тощие угли). Для углей со средней степенью метаморфизма более характерен спекшийся или сплавленный кокс.

Некоторые угли при нагревании размягчаются и переходят в пластичное состояние. При дальнейшем нагревании происходит процесс отвердевания пластичной массы. Это свойство называется спекаемостью угля. Такое явление наблюдается в основном в углях со средней степенью метаморфизма. Бурые угли, а также молодые и старые каменные угли при нагревании не размягчаются, т. е., другими словами, не спекаются.

В СССР для определения спекаемости углей принят так называемый пластометрический метод: стальной стакан заполняют пробой испытуемого угля, после чего начинают нагревать его. При этом уголь размягчается, образуя пластичный слой. Переход угля в пластичное состояние начинается у дна стакана, затем пластичный слой перемещается вверх, а нижняя часть загрузки отвердевает. В результате в интервале температур нагревания 350—650° С в стакане образуются три слоя (рис. 2-2): нижний затвердевшего угля 3, средний пластичный 2 и верхний исходного угля 1. Наибольшее расстояние между верхней и нижней границами пластичного слоя определяет толщину его y , которая и принимается за характеристику спекаемости топлива.

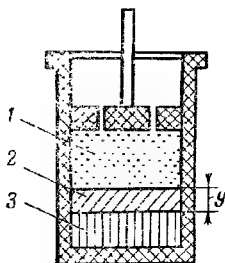


Рис. 2-2. Схема расположения слоев топлива в испытательном стакане при определении спекаемости топлива.

2-5. ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ

Теплотой сгорания топлива называют количество тепла, выделяемое при полном сгорании единицы массы топлива. Теплоту сгорания твердого (и жидкого) топлива относят к 1 кг и в системах тепловых единиц, построенных на калории, выражают в ккал/кг , а в системе СИ в кДж/кг ($1 \text{ ккал} = 4,1868 \cdot 10^3 \text{ Дж} = 4,1868 \text{ кДж}$).

Различают теплоту сгорания рабочего топлива Q^p , аналитической Q^a , сухой Q^c , горючей Q^r и органической Q^o масс. Поскольку топливо содержит водород, который сгорает в водяные пары, а также влагу, которая при горении топлива испаряется, различают и и з щ у ю Q_n и в ы с ш у ю Q_v теплоту сгорания топлива. Низшая теплота сгорания получается в том случае, когда образующиеся в результате сгорания водорода топлива водяные пары, а также испарившаяся влага топлива остаются в парообразном состоянии. Высшая теплота сгорания получается в том случае, когда образовавшиеся водяные пары, сконденсировавшись и охладившись до 0°C , отдают тепло, затраченное на их образование.

Таким образом, величины высшей Q_v^p и низшей Q_n^p теплоты сгорания рабочего топлива связаны выражением

$$Q_v^p = Q_n^p + 600 \left(\frac{9H^p}{100} + \frac{W^p}{100} \right) = Q_n^p + 6(9H^p + W^p), \text{ ккал/кг}, \quad (2-7)$$

где 600 — приблизительное значение энтальпии насыщенного пара при атмосферном давлении, ккал/кг.

Так как в сухой, горючей и органической массах топлива (по условию) влага отсутствует, то для каждой из них величины высшей и низшей теплоты сгорания связываются формулой типа

$$Q_v^c = Q_n^c + 54H^c, \text{ ккал/кг}. \quad (2-8)$$

Теплоту сгорания одной массы топлива в другую пересчитывают с использованием формул, приведенных в табл. 2-2. При пересчете величин Q_n^c , Q_n^r и Q_n^o в величину Q_n^p следует учитывать тепло, затрачиваемое на испарение влаги, т. е. пользоваться формулой типа

$$Q_n^p = Q_n^r \frac{100 - W^p - A^p}{100} - 6W^p, \text{ ккал/кг}. \quad (2-9)$$

Для подсчета теплоты сгорания топлива по известному элементарному составу его был предложен ряд формул. Однако эти формулы, как правило, не были достаточно универсальными и давали во многих случаях заметные отклонения от действительных значений. Исключением является полуэмпирическая формула Д. И. Менделеева, предложенная в 1897 г., которая и доныне широко используется в СССР. Для высшей и низшей теплоты сгорания рабочего топлива эта формула соответственно имеет вид:

$$Q_v^p = 81C^p + 300H^p - 26(O^p - S_n^p), \text{ ккал/кг}; \quad (2-10)$$

$$Q_n^p = 81C^p + 246H^p - 26(O^p - S_n^p) - 6W^p, \text{ ккал/кг}. \quad (2-11)$$

Теплоту сгорания твердого топлива определяют экспериментально в калориметрической бомбе путем сжигания навески топлива с массой 0,8—1,5 г с последующим определением количества выделенного тепла в калориметрической установке.

Навеску сжигают в атмосфере чистого кислорода под давлением 25—35 кг/см², которым заполнена бомба. Зажигают навеску запальной проволокой, через которую пропускают электрический ток.

Теплота сгорания топлива, определенная в калориметрической бомбе, несколько отличается от высшей теплоты сгорания топлива, так как в бомбе азот топлива реагирует с кислородом с образованием азотной кислоты HNO_3 , а сера топлива сгорает не в SO_2 , а в SO_3 , который затем растворяется в воде, образовавшейся в бомбе в результате сгорания водорода топлива и выделения его аналитической влаги. Теплота сгорания по бомбе Q_6 пересчитывается в высшую теплоту сгорания топлива по формуле

$$Q_v^a = Q_6 - 22,5S_n^a - 0,0015Q_6, \text{ ккал/кг}, \quad (2-12)$$

где $22,5S_d^a$ — теплота окисления сгоревшей в бомбе серы от SO_2 до SO_3 и растворения SO_3 в воде;

$0,0015Q_6$ — теплота образования в бомбе азотной кислоты.

Пользуясь понятием теплоты сгорания топлива, можно получить представляющие большой практический интерес при выборе топочного устройства так называемые «приведенные» значения содержания серы, золы и влаги в топливе. Под этими терминами понимают процентное содержание в топливе серы, золы и влаги, отнесенное к 1 000 ккал низшей теплоты сгорания топлива, т. е. величины

$$S^{пр} = S^p \frac{1000}{Q_p^p}; \quad A^{пр} = A^p \frac{1000}{Q_p^p}; \quad W^{пр} = W^p \frac{1000}{Q_p^p}. \quad (2-13)$$

Размерность «приведенных» характеристик $\frac{\%}{1000 \text{ ккал/кг}}$.

2-6. КЛАССИФИКАЦИЯ

Твердое топливо классифицируют по различным признакам: степени метаморфизма, влажности, зольности, размерам кусков. Наибольший практический интерес представляет классификация ископаемых углей, которые, как упоминалось, разделяются на бурые, каменные и антрацит.

К б у р ы м относят неспекающиеся угли с высоким выходом летучих (обычно выше 40% на горючую массу) и теплотой сгорания влажной беззольной массы, не превышающей 5 700 ккал/кг. Эти угли отличаются большой пористостью, высокой гигроскопической влажностью и в большинстве случаев высокой общей влажностью. Содержание углерода пониженное, а содержание кислорода повышенное. Бурые угли имеют пониженную механическую прочность, плохо выдерживают длительное хранение, превращаясь в мелочь, а также обладают повышенной склонностью к самовозгоранию. По влажности их разделяют на три группы: группу *B1* с содержанием влаги более 40%, группу *B2* с содержанием влаги 30—40%; и группу *B3* с содержанием влаги до 30%.

К к а м е н н ы м относят угли с выходом летучих на горючую массу — 9—50% и болсс и теплотой сгорания влажной беззольной массы 5 700 ккал/кг и выше. Основная часть каменных углей спекается; не спекается только незначительная часть их с выходом летучих выше 42 и ниже 15%. Каменные угли довольно плотны и малопористы и содержание внешней влаги в них значительно ниже, чем в бурых углях. Так же мало в них и содержание коллоидальной влаги. Многие каменные угли отличаются повышенной механической прочностью. В хранении они более устойчивы, меньше подвержены самовозгоранию или совсем не самовозгораются.

К а н т р а ц и т а м относят угли с выходом летучих на горючую массу 2—9% и теплотой сгорания горючей массы (по бомбе) менее 8 350 ккал/кг. Переходным между каменными углями и антрацитом является полуантрацит, имеющий выход летучих на горючую массу 5—9% и теплоту сгорания горючей массы (по бомбе) более 8 350 ккал/кг. Антрацит и полуантрацит не самовозгораются. Их механическая прочность высока.

Каменные угли классифицируют по степени метаморфизма, но пока еще не удалось создать универсальной классификации, пригодной для всех каменных углей земного шара, так как количество месторождений каменного угля очень велико и угли их очень различны по своим свойствам. Поэтому приходится ограничиваться созданием региональных классификаций, охватывающих угли отдельных каменноугольных бассейнов либо в лучшем случае угли отдельных государств. В СССР приняты особые классификации углей каждого каменноугольного бассейна, построенные, однако, на общей основе. В качестве классификационных признаков приняты выход

Таблица 2-3

Класс угля	Марка	Выход летучих на горючую массу, %	Степень спексаемости		Характеристика кокса	Примечания
			Качественная оценка	Толщина пластичного слоя, мм		
Длиннопламенный	Д	33—37 и более	Низкая или совсем отсутствует	—	Порошкообразный, слипшийся или слабо-спекшийся	
Газовый	Г	33—37 и более	Спекающийся	6—25	—	В различных угольных бассейнах в зависимости от спексаемости различают 5 групп углей этой марки: Г6, Г12, Г14, Г16 и Г17
Газовый жирный	ГЖ	31—37	Спекающийся	6—25	—	
Жирный	Ж	24—37 и более	Спекающийся и сильно спекающийся	26 и более	—	В различных угольных бассейнах в зависимости от выхода летучих веществ различают 7 групп углей этой марки: Ж6, Ж10, Ж13, Ж18, Ж19, Ж21, Ж26 и ЛЖ26
Коксовый жирный	КЖ	25—33	Повышенная	6—25 и более	—	В некоторых бассейнах угли этой марки разделяют на 2 группы: КЖ6 и КЖ14

Класс угля	Марка	Выход летучих на горючую массу, %	Степень спекаемости		Характеристика кокса	Примечания
			Качественная оценка	Толщина пластичного слоя, мм		
Коксовый	К	17—33	Средняя	8—25	—	В различных угольных бассейнах в зависимости от спекаемости различают 5 групп углей этой марки: К8, К10, К13, К14 и КЖ
Коксовый второй	К ₂	17—33	Пониженная	6—11	—	
Отощенный спекающийся	ОС	14—27	Низкая	13—6 и менее	—	В Донецком бассейне угли этой марки разделяют на 2 группы: ОС и ОСБ
Слабоспекающийся	СС	17—37	Низкая или совсем отсутствует	—	Порошкообразный, слитый или слабо-спекшийся	В Кузнецком бассейне угли этой марки разделяют на 2 группы: 1СС и 2СС
Тощий	Т	8—20	Неспекающийся	—	—	
Полуантрацит	ПА	< 10	Неспекающийся	—	—	В Донецком бассейне также нормируется выход летучих веществ по объему (от 220 до 330 см ³ /г)
Антрацит	А	< 9	Неспекающийся	—	—	Выход летучих по объему менее 220 см ³ /г

Таблица 2-4

Наименование марки угля	Условное обозначение		Показатели				Характеристика нелету- чего остатка
			VГ, %		У, мм		
	марки	группы	от	до (вклю- чительно)	от	до (вклю- чительно)	
Длиннопламенный	Д	—	Более 37	—	—	—	Порошкообразный, слипшийся, слабо- спекшийся
Газовый	Г	Г6	Более 37	—	6*	16	—
		Г17	Более 37	—	17	25	—
Газовый жирный	ГЖ	—	Более 31	37	6*	25	—
Жирный	Ж	1Ж26	Более 33	—	26 и более	—	—
		2Ж26	33 и менее	—	26 и более	—	—
Коксовый жирный	КЖ	КЖ14	25	31	14	25	—
		КЖ6	Более 25	31	6*	13	—
Коксовый	К	К13	Менее 25	—	13	25	—
		К10	17	25	10	12	—
Коксовый второй	К ₂	—	17	25	6*	9	—
Отощенный спекаю- щийся	ОС	—	Менее 17	—	6*	9	—
Слабоспекающийся	СС	1СС	Более 25	37	—	—	Порошкообразный, слипшийся, слабо- спекшийся
		2СС	17	25	—	—	
Тощий	Т	—	Менее 17	—	—	—	То же

* При y менее 6 мм и спекшемся нелетучем остатке угли относятся соответственно к группам Г6, КЖ6 и маркам ГЖ, К₂ и ОС.

Таблица 2-5

Наименование марки угля	Условное обозначение		Показатели						Характеристика нелетучего остатка
			VГ, %		VГ _{об} , см³/г		У, мм		
	марки	группы	от	до (включительно)	от	до (включительно)	от	до (включительно)	
Длиннопламенный	Д	—	37	и более	—	—	—	—	Порошкообразный, слипшийся, слабо- спекшийся
Газовый	Г	Г6	35	и более	—	—	6	15	
Жирный	Ж	Г16	35	и более	—	—	16	25	—
		Ж13	27	Менее 35	—	—	13	20	—
Коксовый	К	Ж21**	27	Менее 35	—	—	21	и более	—
		КЖ	18	Менее 27	—	—	21	и более	—
		К14	18	Менее 27	—	—	14	20	—
Отощенный спекающийся	ОС	ОС6	14	22	—	—	6	13	—
		ОС	14	22	—	—	Менее 6	—	Спекшийся без порошка Порошкообразный слип- шийся, слабоспекший- ся
Тощий	Т*	—	9	17	—	—	—	—	
Полуантрацит Антрацит	ПА	—	Менее 9	220	330	—	—	—	—
	А	—	Менее 9	Менее 220	—	—	—	—	—

* Угль, характеризуемый выходом летучих веществ (VГ) менее 9%, но имеющий объемный выход летучих веществ (VГ об) более 330 см³/г, относится к марке Т.

При выходе летучих веществ (VГ) от 9 до 17% уголь относится к марке Т независимо от объемного выхода летучих веществ (VГ об).

** При выходе летучих веществ 35% и более и y более 25 мм уголь относится к группе Ж21. Примечание. Цифры, входящие в условные обозначения групп, указывают нижний предел спекаемости углей, выраженный толщиной пластического слоя y.

летучих на горючую массу, степень спекаемости угля и вид нелетучего остатка коксования; по этим признакам все каменные угли (включая полуантрацит и антрацит) разделены на 12 классов или марок (табл. 2-3).

Предельное значение выхода летучих и толщина пластичного слоя, приведенные в этой таблице, не являются едиными для всех угольных бассейнов и месторождений Советского Союза, так как эти параметры непостоянно характеризуют свойства углей. В результате оказывается, что угли с одинаковым выходом летучих в разных бассейнах могут иметь различные технологические свойства, а потому приходится относить их к разным классам. Наряду с этим угли одной и той же марки в разных бассейнах, а иногда и в пределах одного бассейна могут иметь различные свойства. Все это указывает на недостатки существующей классификации углей, и в настоящее время в СССР изыскиваются новые классификационные параметры, которые более полно отражали бы физические и химические свойства углей различных классов.

В качестве конкретных примеров приведены классификации углей Кузбасса по ГОСТ 8162-59 (табл. 2-4) и углей Донбасса по ГОСТ 8180-59 (табл. 2-5).

Все виды ископаемых углей классифицируют также по размерам кусков. Основные классы этой классификации приведены в табл. 2-6. Кроме этих основных, для углей и антрацита различных бассейнов приняты и некоторые дополнительные классы.

Таблица 2-6

Наименование класса угля	Условное обозначение класса	Размеры кусков, мм
Плитный	П	Более 100
Крупный (для антрацита-кулак)	К	» 50—100
Орех	О	» 25—50
Мелкий	М	» 13—25
Семечко	С	» 6—13
Штыб	Ш	Менее 6
Рядовой	Р	Не ограничен

Физико-химические характеристики твердого топлива, преимущественно энергетического назначения, для основных бассейнов и месторождений СССР приведены в табл. 2-7.

Глава третья

ЖИДКОЕ И ГАЗООБРАЗНОЕ ТОПЛИВО

3-1. ПРОИСХОЖДЕНИЕ

Единственным природным жидким топливом является нефть, а единственным природным газообразным топливом — природный газ. И нефть, и природный газ залегают в недрах земли, зачастую вместе или поблизости друг от друга, в больших пустотных полостях, герметически закрытых, под большим давлением. Различают чисто нефтяные, чисто газовые и совместные месторождения. В чисто нефтяных и чисто газовых месторождениях нефть и газ залегают самостоятельно или в непосредственном соприкосновении с соленой водой. В совместных месторождениях газ занимает пространство над нефтью, а нефть залегает над соленой водой; такое разделение определяется их плотностью. В вопросе о происхождении нефти и природного газа нет единой точки зрения. По-видимому, они представляют собой

Бассейн, месторождение	Марка	Классы	Горячая масса топлива						
			С _г , %	Н _г , %	Н _г [*] , %	О _г , %	S _г [*] + S _г [*] , %	У _г , %	Q _г [*] ккал/кг
Уголь									
Кузнецкий	Д	ДР, ДК, ДМ, ДСШ	78,5	5,6	2,3	13,2	0,4	42,0	7 430
	Г	ГР, ГСШ, концентрат	84,2	5,8	2,2	9,0	0,6	40,0	7 850
	Ж	ЖР	85,5	5,6	2,4	5,8	0,7	38,0	8 220
	ИСС	ИССР, ИССК	84,1	5,1	2,1	8,2	0,5	30,9	7 870
	ССС	концентрат, 2ССР, 2СССШ, 2СССМ, отсеб, концентрат	87,3	4,7	2,1	5,3	0,6	20,6	8 120
		ОСР	90,5	4,2	2,0	2,9	0,4	15,0	8 300
Канско-Ачинский, Назаровское	Т	ТР, ТОМСШ	89,0	4,4	2,0	3,8	0,8	13,0	8 160
	Б2	Б2Р	70,0	4,8	0,8	23,6	0,8	48,0	6 230
	Печорский: Интинское	Д	ДК, ДМ, ДР	75,0	5,0	2,0	14,1	3,9	39,0
Воркутское	Ж	В целом по марке	84,2	5,3	1,8	7,6	1,1	33,2	8 010
Донецкий	Д	ДО, ДМ, ДР	75,5	5,5	1,6	13,2	4,2	43,0	7 300
	Г	ГР, ГМ, отсеб	81,0	5,4	1,5	7,8	4,3	40,0	7 750
	Т	ТР	89,0	4,2	1,5	2,2	3,1	12,0	8 190
	ПА	ПАР	91,0	3,5	1,3	2,2	2,0	7,5	8 200
	А	АШ+АСШ	92,5	2,0	0,8	2,6	2,1	3,5	7 930
	Карагандинский	К, К ₂	КР, К ₂ Р	85,6	5,2	1,3	6,9	1,0	28,0
Подмосковный		Б2	Б2К, Б2О, Б2МСШ, Б2Р	67,0	5,2	1,3	20,4	6,1	47,0
Кизеловский	Г6	Г6Р, Г6К, Г6М, отсеб	77,0	5,7	1,3	9,2	6,8	45,0	7 580
Челябинский	Б3	Б3Р, Б3К, Б3О, Б3М	71,5	5,2	1,7	18,9	2,7	44,0	6 550
Сучанский	Г6	Г6Р	82,3	5,3	1,3	10,4	0,7	36,0	7 850
Днепропетровский, Семеново-Александровское и Юрковское	Б1	Б1Р	67,5	5,8	0,9	19,9	5,9	58,5	6 440
Львовско-Волынский, Ново-Волынский	Г	ГР	79,5	5,2	1,3	10,6	3,4	39,0	7 530
Экибастузское	СС	ССР	80,0	5,3	1,5	11,6	1,6	31,0	7 370
Ангренское	Б2	Б2Р	76,5	3,8	0,4	16,9	2,4	33,5	6 680
Райчихинское	Б2	Б2К, Б2О, Б2МСШ, Б2Р	71,0	4,3	1,1	23,0	0,6	44,0	6 140
Торф									
Фрезерный			56,5	6,0	2,5	34,7	—	70,0	5 130
Горючие сланцы									
Эстонские			74,0	9,5	0,3	11,3	—	90,0	8 260
Мазут									
Малосернистый			87,7	11,1	1,0	0,2	—	9 750	
Многосернистый			85,9	10,6	1,0	2,5	—	9 560	

* Первое слагаемое — аола, второе — углекислота карбонатов (минеральная).

Таблица 2-7

Аналитическая про- ба, Втг, %	Сухая масса топлива		Рабочее топливо		Коэффициент размо- лоспособности $\lambda_{до}$	Плавокость золы, °С		
	Ас. %	Sc _{об} , %	Wp, %	Q _н ^p , ккал/кг		t ₁	t ₂	t ₃
4,0	9,5	0,4	10,5	5 960	—	1 130	1 200	1 260
3,0	10,0	0,5	8,0	6 450	1,1—1,4	1 100	1 170—1 200	1 250—1 270
2,0	18,5	0,6	6,0	6 260	—	—	—	—
1,6	12,4	0,5	7,5	6 330	—	1 150	—	—
1,5	12,0	0,5	6,0	6 680	—	—	—	—
1,5	16,5	0,3	5,5	6 520	1,6	1 150	1 340	1 440
1,5	19,0	0,6	7,0	6 110	1,5—1,9	1 140	1 300	1 350
13,0	12,0	0,7	39,0	3 110	1,1	1 200	1 220	1 240
7,0	28,0	3,0	11,0	4 410	1,15	1 050	1 150	1 170
1,8	19,0	0,8	5,0	6 130	1,5	1 130—1 150	1 170—1 200	1 200—1 250
4,5	18,0	3,5	13,0	5 130	1,1	1 050	1 150	1 200
3,0	19,5	3,5	7,0	5 770	1,15	—	—	—
1,5	17,0	2,6	4,5	6 460	1,8	1 060	1 230	1 260
1,5	17,0	2,2	5,0	6 430	1,3	1 060	1 240	1 290
2,5	20,5	1,7	7,5	5 790	1,05	1 075	1 195	1 200
1,5	26,0	0,9	5,5	5 470	1,4	1 400	1 430	1 450
7,5	34,0	4,0	33,0	2 570	1,7	1 350	1 500	> 1 500
1,5	28,0	5,0	5,0	5 150	1,0	1 400	1 450	> 1 500
9,0	34,0	1,8	17,0	3 490	1,25	1 050	1 150	1 220
2,0	30,5	0,5	5,5	5 050	1,5	1 120	1 320	1 340
12,0	27,0	4,3	55,0	1 780	1,25	1 130	1 190	1 210
3,5	17,0	2,8	10,0	5 570	1,2	1 100	1 200	1 230
2,0	39,0	1,0	8,0	4 080	1,35	1 400	> 1 500	—
11,0	17,5	2,0	36,0	3 310	2,1	1 160	1 300	1 320
11,0	10,5	0,5	38,5	3 150	1,3	1 100	1 260	1 290
11,0	12,5	0,3	48,5	2 020	—	1 070	1 150	1 200
1,2	48 ± 16,5*	1,8	13,0	2 470	2,5	1 200	1 400	1 430
—	0,15	0,4	2,0	9 250	—	—	—	—
—	0,15	2,7	2,0	9 150	—	—	—	—

продукт длившегося многие миллионы лет процесса разложения органических веществ, заключенных в горных породах.

И нефть, и природный газ принадлежат к одной и той же химической системе — углеводородам. Строение молекулы углеводорода часто оказывается очень сложным и влияет на его физические и химические свойства. Существуют углеводороды, молекулы которых имеют вид разомкнутых цепей с различным числом атомов, и углеводороды, атомы которых образуют молекулу в виде одного или нескольких колец.

Углеводороды образуют ряды соединений, различающиеся числом использованных валентностей углерода и характеризующиеся закономерным изменением их физических и химических свойств.

Ряд углеводородов, в которых использованы все четыре валентности углерода, называется **предельным** или **насыщенным**. Ряд насыщенных углеводородов, образующий разомкнутую цепь (рис. 3-1, а), характеризуется формулой C_nH_{2n+2} , где n — целые числа от 1 до 70. Простейшим соединением ряда является метан CH_4 , а потому весь ряд называют **метаном**. При атмосферных температуре и давлении первые четыре соединения ряда — метан, этан, пропан и бутан — газообразны, причем бутан является конденсирующимся газом; соединения от C_6H_{12} до $C_{16}H_{34}$ представляют собой жидкости, а $C_{17}H_{36}$ и последующие — твердые тела. Основные характеристики первых пяти углеводородов метанового ряда приведены в табл. 3-1.

Предельные углеводороды химически устойчивы. Содержание углерода, плотность и

Рис. 3-1. Принципиальный характер структуры молекул углеводородов различных типов.

а — углеводород метанового ряда; б — бензол; в — углеводород нафтенного ряда.

теплота сгорания, отнесенные к 1 м^3 углеводорода, возрастают по мере удаления его от начала ряда, но **теплота сгорания**, отнесенная к 1 кг его, снижается.

Углеводороды, в которых использованы не все валентности углерода, называются **непредельными** или **ненасыщенными**. Присоединением недостающих атомов водорода можно перевести их в предельные.

Таблица 3-1

Название углеводородов метанового ряда	Химическая формула	Молекулярная масса	Содержание, %		Теплота сгорания, ккал/м ³		Теплота сгорания, ккал/кг		Плотность, кг/м ³	Температура плавления, °С	Температура кипения, °С	Критическая температура, °С	Критическое давление, кг/см ²
			С	Н	вышая	низшая	вышая	низшая					
Метан	CH_4	16	74,97	25,03	9 440	8 560	13 150	11 930	0,717	—186	—164	—95,5	50,0
Этан	C_2H_6	30	79,96	20,04	16 640	15 230	12 300	11 260	1,356	—172	—93	35	45,2
Пропан	C_3H_8	44	81,8	18,2	23 680	21 800	11 800	10 820	2,004	—151	—41	97	45,0
Бутан	C_4H_{10}	58	82,8	17,2	30 690	28 350	11 360	10 450	2,703	—135	1	153	35,6
Пентан	C_5H_{12}	72	83,3	16,7	37 720	34 900	10 900	10 100	3,457	—131	36	197	33,0

На рис. 3-1, б показана структура молекулы углеводорода, атомы которой образуют одиночное кольцо (бензол), а на рис. 3-1, в — молекула углеводорода, состоящая из двух колец (нафтенный ряд). Бензол принадлежит к **ненасыщенным** углеводородам; углеводороды нафтенного ряда — **насыщенные**.

Сырая нефть представляет собой смесь жидких углеводородов различного состава, в которых могут быть растворены твердые углеводороды.

Элементарный состав нефти изменяется в относительно узких пределах. Состав ее органической массы может быть принят следующим: $C^o = 87,0\%$; $H^o = 12,5\%$; $O^o + N^o = 0,5\%$. В рабочей массе содержатся следы минеральных примесей, а, кроме того, может содержаться до 1% влаги и значительное количество серы, достигающее до 3,5% и выше. Низшая теплота сгорания нефти составляет приблизительно 10 000 ккал/кг; плотность изменяется в не очень широких пределах; ориентировочно ее можно оценить в 0,90—0,95 кг/м³. Сырая нефть в качестве топлива не используется и перерабатывается в моторное топливо, смазочные масла различных марок, трансформаторное масло и т. п. В качестве энергетического топлива используется только отход нефтепереработки — мазут.

Нефть, нефтепродукты и мазут характеризуются содержанием серы, плотностью, вязкостью, температурами застывания, вспышки и воспламенения.

Сера — вредная примесь, так как она вызывает коррозию аппаратуры при переработке нефти и коррозию поверхностей нагрева котельных агрегатов при сжигании мазута, а также приводит к загрязнению атмосферы сернистым ангидридом SO_2 . При переработке нефти сера частично переходит в нефтепродукты, но большей частью остается в мазуте. По содержанию серы нефть и мазут делят на три класса: малосернистые с содержанием серы не более 0,50%, сернистые с содержанием серы от 0,51 до 2,00% и многосернистые с содержанием серы более 2,00%.

Вязкость нефти и главным образом мазута определяет возможность транспортирования их по трубопроводам, а также распыления: чем выше вязкость топлива, тем труднее перекачивать и распылять его. Вязкость нефти, нефтепродуктов и мазута выражают обычно в единицах условной вязкости ВУ.

Согласно ГОСТ 6258-52 условной вязкостью называют отношение времени истечения из вискозиметра типа ВУ 200 мл испытуемого нефтепродукта при температуре испытания t ко времени истечения 200 мл дистиллированной воды при температуре 20° С. Величина этого отношения выражается как число условных градусов. Условная вязкость при температуре t обозначается BV_t . С повышением температуры вязкость нефтепродуктов уменьшается по резко выраженной зависимости вида:

$$\lg \lg (BV_t + a) = A + B \lg T, \quad (3.1)$$

где a , A и B — постоянные коэффициенты;
 T — абсолютная температура, К.

При понижении температуры наступает такой момент, когда нефть, нефтепродукт или мазут загустевает (застывает), превращаясь в нетранспортабельный твердый продукт. Температурой застывания нефтепродукта называют ту температуру, при которой он в условиях опыта загустевает настолько, что при наклоне пробирки под углом 45° к горизонту уровень продукта остается неподвижным в течение 1 мин.

Для большинства нефтепродуктов температура застывания лежит в области отрицательных температур, причем чем легче нефтепродукт, тем ниже эта температура. Однако для некоторых сортов нефти и мазута температура застывания становится положительной, доходя до 25° С и выше. На температуру застывания нефти и мазута заметно влияет их состав и в первую очередь содержание парафина, который резко повышает температуру застывания.

Температуры вспышки и воспламенения определяют воспламеняемость нефтепродукта и, в частности, пожарную опасность, которую он представляет. Температурой вспышки называют ту температуру данного нефтепродукта, нагреваемого в определенных лабораторных условиях, при которой пары его образуют с окружающим воздухом смесь, вспыхивающую при поднесении к ней пламени. Температурой воспламенения нефте-

продукта называют температуру, при которой нагреваемый в установленных лабораторных условиях продукт загорается при поднесении к нему пламени и горит не менее установленного времени. Температура воспламенения обычно превышает температуру вспышки на $10-40^{\circ}\text{C}$. Для бензина температура вспышки составляет $20-50$, а для мазута $80-140^{\circ}\text{C}$.

Жидкое котельное топливо — топочный мазут — по своему элементарному составу мало отличается от сырой нефти. Горючая масса мазута имеет следующий состав: $\text{C}^r = 85,5 \div 87,7\%$; $\text{H}^r = 10,0 \div 11,7\%$; $\text{O}^r + \text{N}^r = 0,6 \div 1,0\%$, $S_{\text{общ}}^r = 0,5 \div 3,5\%$. Теплота сгорания горючей массы — около $10\,000\text{ ккал/кг}$. Мазут обычно содержит некоторое количество воды, увеличивающееся после водных перевозок, а также при разогреве в цистернах острым паром. Содержание минеральных примесей в мазуте заметно возрастает по сравнению с нефтью, составляя приблизительно $0,3\%$. Мазут подразделяют на шесть марок: Ф5, Ф12, 40, 100, 200 и МП, из них в стационарных котельных установках сжигают только мазут марок 40, 100 и 200. Основные физико-технические характеристики этих марок мазута приведены в табл. 3-2.

Т а б л и ц а 3-2

Наименование показателей	Марка мазута		
	Топочный 40	Топочный 100	Топочный 200
Вязкость условная не более, град:			
при 80°C	8,0	15,5	—
при 100°C	—	—	6,5—9,5
Зольность не более, %	0,15	0,15	0,3
Содержание механических примесей не более, %	1,0	2,5	2,5
Содержание воды не более, %	2,0	2,0	1,0
Содержание серы не более, %:			
для малосернистого мазута	0,5	0,5	0,5
для сернистого мазута	2,0	2,0	2,0
для многосернистого мазута	3,5	3,5	3,5
Температура вспышки не ниже, $^{\circ}\text{C}$	+90	+110	+140
Температура застывания не выше, $^{\circ}\text{C}$	+10	+25	+36
То же для мазута из высокопарафинистой нефти не выше, $^{\circ}\text{C}$	+25	+42	+42
Теплота сгорания низшая на сухое топливо, ккал/кг:			
для малосернистого и сернистого мазутов	9 700	9 650	9 600
для многосернистого мазута	9 550	9 500	9 450

3.3. ГАЗООБРАЗНОЕ ТОПЛИВО

Газообразное топливо представляет собой смесь горючих и негорючих газов, в которой может содержаться некоторое количество примесей: водяные пары, дисперсные влага и смолы, пыль. Количество газообразного топлива выражают в кубических метрах при нормальных условиях (760 мм рт. ст. и 0°C). Состав его дается в процентах объема. Все расчеты, а также теплоту сгорания относят к 1 м^3 сухого газа при нормальных условиях.

Наиболее распространенным газообразным топливом является природный газ. Он состоит из смеси углеводородов метанового ряда, в которой могут также содержаться углекислота, азот и сероводород в количестве от нескольких десятых процента до $10-15\%$ и более.

Основной природного газа является метан, который содержится в нем в количестве $75-98\%$. Другие газообразные соединения углеводородов входят в состав газа в значительно меньших количествах. Общее содержание их изменяется от $0,5-1,0$ до $8-10\%$. В газе некоторых месторождений, например Краснодарского края, содержится незначительное количество углеводородов, которые при атмосферных условиях являются жидкостями. При

выходе газа на поверхность эти углеводороды образуют газовой конденсат. Последний, представляя собой ценное горючее, вместе с тем вызывает ряд затруднений в эксплуатации газовых скважин и газопроводов, что приводит к необходимости улавливания его.

Плотность природного газа составляет 0,7—0,9 кг/м³. Будучи значительно легче воздуха, этот газ при утечке обычно скапливается под перекрытиями помещений.

Природный газ имеет высокую теплоту сгорания; для большинства отечественных месторождений низшая теплота сгорания сухого газа составляет 8 000—8 500 ккал/м³. Теплоту сгорания газообразного топлива можно вычислить с достаточной точностью по его составу, пользуясь формулой смешения, так как в теплоте сгорания горючих газов, входящих в состав газообразного топлива, учтена теплота диссоциации молекул. Низшая теплота сгорания сухого газообразного топлива вычисляется по формуле

$$Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 0,01 (Q_{\text{H}_2\text{S}} \text{H}_2\text{S} + Q_{\text{CO}} \text{CO} + Q_{\text{H}_2} \text{H}_2 + \sum Q_{\text{C}_m\text{H}_n} \text{C}_m \text{H}_n), \text{ ккал/м}^3. \quad (3-2)$$

где $Q_{\text{H}_2\text{S}} = 5 585$ ккал/м³; $Q_{\text{CO}} = 3 018$ ккал/м³; $Q_{\text{H}_2} = 2 579$ ккал/м³ — соответственно теплота сгорания H_2S , CO и H_2 ;

$Q_{\text{C}_m\text{H}_n}$ — теплота сгорания соответствующих углеводородов, значения которой для углеводородов метанового ряда приведены в табл. 3-1. Экспериментально теплоту сгорания газообразного топлива определяют в особых калориметрах, а теплоту сгорания природного и попутного газов, кроме того, путем сжигания в калориметрической бомбе по методу ВТИ.

Искусственные горючие газы являются топливом местного значения. Генераторный газ получают путем неполного сжигания (до окиси углерода) твердого топлива в газогенераторах. Коксовый и доменный газы представляют собой отход коксовых и доменных печей. Крекинг-газ и пиролизный газ являются отходами переработки нефти. Перечисленные газы используют в пределах того производства,

Таблица 3-3

Наименование газа	Состав газа, % объема										N ₂	Низшая теплота сгорания сухого газа Q _н , ккал/м ³	Плотность сухо- го газа ρ _г , кг/м ³	
	H ₂ S	CO ₂	Непре- дельные углево- дороды	O ₂	CO	H ₂	Предельные углево- дороды							
							CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀				C ₅ H ₁₂
1. Природные газы:														
Бугуруслан- ский	1	0,2	—	—	—	—	76,7	4,5	1,7	0,8	0,6	14,5	8 109	0,884
Курдомский	Следы	—	—	—	—	—	92,2	0,8	—	0,1	—	6,9	8 039	0,759
Саратовский	—	0,8	—	—	—	—	89,3	2,5	1,5	0,7	0,5	4,7	8 130	0,754
Шебелин- ский	—	0,1	—	0,2	—	—	92,9	4,1	0,8	0,3	0,3	1,6	8 330	0,722
Дашавский	—	0,2	—	—	—	—	97,9	—	—	0,1	—	1,8	8 391	0,729
Ставрополь- ский	—	0,1	—	—	—	—	98,3	0,5	0,2	0,1	—	0,9	7 970	0,681
Краснодар- ский	—	1,2	—	—	—	—	87,0	5,9	1,5	1,0	0,4	3,0	8 470	0,775
Газлийский	—	0,1	—	—	—	—	94,3	2,4	0,3	0,3	0,2	2,4	8 000	0,705
Ухтинский	—	0,3	—	—	—	—	88	1,9	0,2	0,3	—	9,3	7 946	0,789
2. Искусствен- ные газы:														
Доменный	0,3	10,2	—	—	28,3	2,7	0,3	—	—	—	—	58,5	960	1,296
Коксовый	0,4	2,3	1,9	0,8	6,8	57,5	22,5	—	—	—	—	7,8	3 958	0,483
Пиролизный нефтяной	—	0,5	C ₂ H ₄ =17 C ₄ H ₈ =5 и др.	—	0,8	14	41	12	—	—	—	0,2	11 322	0,996

где они получают, в качестве топлива технологических и энергетических установок. Основные характеристики природного, а также других горючих газов приведены в табл. 3-3.

Глава четвертая

ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

4-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОЦЕССЕ ГОРЕНИЯ

Горение представляет собой процесс быстрого и полного окисления горючего вещества, происходящий при высокой температуре и сопровождающийся выделением тепла. В горении участвуют два компонента, а именно: *о к и с л я е м о е* (горящее) *в е щ е с т в о*, называемое топливом, и *о к и с л и т е л ь* — вещество, содержащее кислород, способный достаточно быстро вступать в реакцию с топливом. В топках котельных агрегатов в настоящее время используют только самый дешевый и распространенный в природе окислитель, а именно атмосферный воздух, 21% объема которого составляет кислород.

Характер горения топлива в каждом отдельном случае определяется рядом различных факторов, среди которых основными являются: вид сжигаемого топлива, способ сжигания, аэродинамические особенности процесса, характер подвода кислорода к топливу.

Влияние вида топлива на процесс его горения определяется агрегатным состоянием топлива, а также его влажностью, зольностью, спекаемостью, выходом летучих. Различают *г о м о г е н н о е* и *г е т е р о г е н н о е* горение. *Г о м о г е н н ы м* называют горение, протекающее в одной — *г а з о в о й* — фазе, т. е. горение газообразного топлива. *Г е т е р о г е н н ы м* в строгом смысле этого слова называют горение, происходящее на *п о в е р х н о с т я х* *р а з д е л а* *д в у х* *ф а з*. Практически — это горение углерода в воздухе. В более широком смысле под *г е т е р о г е н н ы м* горением понимают горение *л ю б о г о* *т в е р д о г о* или *ж и д к о г о* топлива.

Способ сжигания сказывается на характере горения в основном при сжигании твердого топлива, когда различают горение кускового топлива в *с л о е* и горение размолотого, пылевидного топлива в *ф а к е л е*. Жидкое и газообразное топливо сжигают только в факеле, причем жидкое топливо предварительно распыляют на мелкие капли.

Аэродинамические особенности влияют на горение главным образом при сжигании топлива в факеле. В этом случае сказываются характер движения в факеле — ламинарный или турбулентный, а также прямоочность или закрученность потока.

Наконец, в отношении характера подвода кислорода к топливу, также особенно сильно сказывающегося при сжигании топлива в факеле, имеет значение, является ли процесс *к и н е т и ч е с к и м*, когда горит уже предварительно перемешанная смесь топлива и воздуха, *д и ф ф у з и о н н ы м*, когда весь воздух для горения подается в факел отдельно от топлива и смешивается с ним в процессе горения, или *п р о м е ж у т о ч н ы м*, когда одна часть воздуха предварительно перемешана с топливом, а другая смешивается с ним во время горения.

На особенности процесса горения, кроме перечисленного, влияет и ряд других факторов, как-то: вид топки, концентрация кислорода в воздухе, подаваемом для горения, давление при котором происходит горение, и др.

Опыт показывает, что если какой-нибудь элемент объема горючей смеси доведен источником тепла до температуры, при которой теплота, развиваемая реакцией соединения горючего с кислородом, начинает превышать количество тепла, теряемого рассматриваемым элементом объема, то наступает скачкообразное ускорение реакции, сопровождаемое появлением пламени. Этот процесс может происходить как в однородной смеси горючего газа с воздухом, так и в воздушной взвеси распыленного жидкого или твердого топлива, например в облаке угольной пыли. Указанная температура, называемая температурой воспламенения, для большинства горючих смесей находится в пределах $500\text{—}750^\circ\text{C}$ и зависит от рода горючего, его концентрации в воздухе, концентрации кислорода в воздухе и некоторых других факторов..

При горении в неподвижной или почти неподвижной среде возникшее пламя начинает распространяться в горючей смеси в виде тонкого светящегося слоя — фронта пламени, отделяющего еще не начавшую гореть топливную смесь от продуктов реакции, так как сама реакция горения протекает именно в этом слое. Горение прекращается, когда фронт пламени достигает стен, ограничивающих объем, занимаемый горючей смесью.

При горении в струе, вытекающей из трубки или горелки, т. е. в факеле, фронт пламени, наоборот, стабилизируется в пространстве, образуя поверхность в виде конуса с основанием, расположенным почти на обрезе трубки, из которой вытекает горючая смесь (рис. 4-1). Этот конус, называемый конусом Михельсона, при ламинарном однородном горении представляет собой очень тонкий, ясно очерченный и ярко светящийся слой пламени, который при стационарном режиме горения остается совершенно неподвижным. При ламинарном гетерогенном горении конус Михельсона, оставаясь неподвижным, получается размытым и менее ярким. При переходе же к турбулентному горению как однородному, так и гетерогенному конус Михельсона размывается еще больше и, кроме того, теряет свою неподвижность и превращается в пульсирующую вокруг некоторого среднего положения область воспламенения, которая тем не менее сохраняет конусообразную форму.

В неподвижной смеси при горении возможны два вида распространения пламени: медленное и быстрое — взрывное (детонация). При медленном распространении пламени фронт его движется в большинстве случаев со скоростью $0,3\text{—}1,2$ и только в отдельных случаях $3\text{—}5$ м/сек. Взрывное горение характеризуется скоростью распространения фронта пламени, доходящей до нескольких тысяч метров в секунду. В струе, вытекающей из трубки или горелки в свободное пространство, т. е. в факеле, может происходить только медленное горение.

Медленному распространению пламени в неподвижной смеси, а также распространению пламени в ламинарных струях присуща своя, для каждой данной смеси постоянная скорость, называемая нормальной скоростью распространения пламени, которая определяется как отнесенная к холодной, еще не воспламененной топливо-воздушной смеси скорость перемещения пламени по нормали к его поверхности. Для однородной смеси углеводородов с воздухом она составляет $0,3\text{—}1,2$ м/сек, для смеси ацетилена с воздухом она доходит до 3 м/сек, а для смеси водорода с воздухом — до

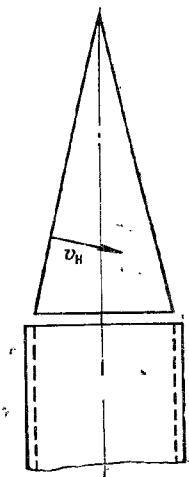


Рис. 4-1. Конус Михельсона.
 v_n — вектор скорости распространения пламени.

5 м/сек. Для гетерогенных взвесей скорость распространения пламени обычно составляет 0,3—0,7 м/сек.

Нормальная скорость распространения пламени остается одинаковой как в неподвижной топливно-воздушной среде, так и в ламинарном потоке независимо от скорости движения его. Наряду с этим величина нормальной скорости распространения пламени зависит от концентраций топлива в горючей смеси и кислорода в воздухе, начальной температуры и давления смеси и др. Зависимость нормальной скорости распространения пламени от концентрации топлива в воздухе носит одинаковый принципиальный характер как для различных газов, так и для различных взвесей распыленного твердого и жидкого топлива: она имеет максимум, по обе стороны от которого скорость уменьшается (рис. 4-2). Для каждого топлива существуют максимальная и минимальная концентрации горючего в воздухе, при которых скорость рас-

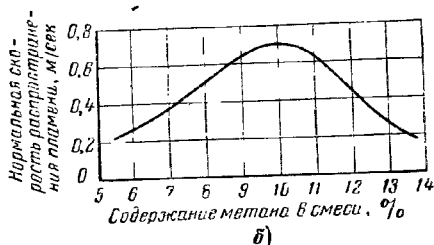
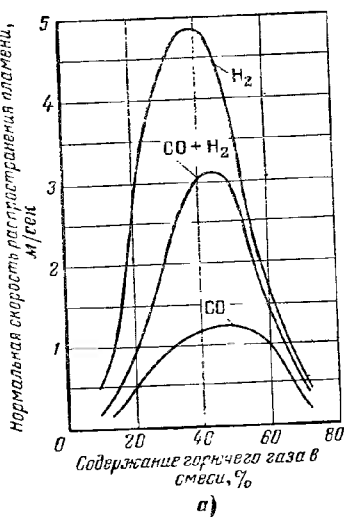


Рис. 4-2. Изменение нормальной скорости распространения пламени в зависимости от концентраций горючего газа в топливоздушной смеси.
а — водород, окись углерода, генераторный газ; б — метан.

пространения пламени скачком падает от конечной величины до нуля; за пределами этих концентраций горения и распространения пламени не происходит. В табл. 4-1 приведены примерные значения пределов концентраций газо-воздушных смесей при 20° С и 1 ат.

Таблица 4-1

Наименование газа	Химическая формула	Пределы концентраций, % объема	
		нижний	верхний
Водород	H_2	4,0—9,5	65—75
Окись углерода	CO	12—15,6	70,9—75
Метан	CH_4	4,9—6,3	11,9—15,4
Природный	—	5,1—5,8	12,1—13,9
Доменный	—	35—40	65—73,5
Коксовый	—	5,6—5,8	28—30,8

С ростом концентрации кислорода в воздухе, входящем в топливно-воздушную смесь, и повышением температуры ее нормальная скорость распространения пламени заметно увеличивается, а пределы воспламеняемости расширяются.

При переходе движения топливно-воздушной смеси, вытекающей из горелки, от ламинарного к турбулентному возникают качественные изменения процесса горения. Кроме того, что фронт пламени становится размытым и пульсирующим, скорость распространения пламени возрастает в несколько раз и начинает зависеть от скорости истечения струи и степени турбулизации

потока. В момент перехода движения горючей смеси от ламинарного к турбулентному происходит значительное увеличение скорости распространения пламени, которое, однако, после достижения установившегося турбулентного движения начинает расти медленнее (рис. 4-3).

Для условий горения газообразных смесей в промышленных топках зависимость скорости турбулентного распространения пламени v_t от осредненной скорости потока U можно выразить в виде:

$$v_t = \sqrt{v_n^2 + ce^2 U^2}, \quad (4-1)$$

где v_n — нормальная скорость распространения пламени (при горении в ламинарном потоке);

c — постоянная величина;

e — степень турбулентности потока.

Зависимость скорости распространения пламени от концентрации топлива в топливо-воздушной смеси, начальной температуры и концентрации кислорода в воздухе при турбулентном горении носит тот же принципиальный характер, что и при ламинарном горении.

Горение в факеле может происходить только в определенном диапазоне скоростей истечения. С уменьшением скорости истечения высота конуса Михельсона и при ламинарном, и при турбулентном горении уменьшается. При скорости истечения, уменьшающейся до нормальной скорости распространения пламени, фронт пламени становится плоским, перекрывая выходное отверстие горелки. При дальнейшем уменьшении скорости истечения пламя проскакивает в горелку, доходя до того места, где происходит смешение топлива и воздуха. При значительном увеличении скорости истечения наступит такой момент, когда фронт воспламенения скачком отрывается от горелки и воспламенение горючей смеси переносится в пространство. Эта форма горения, однако, неустойчива, будучи очень чувствительной к изменению скорости истечения.

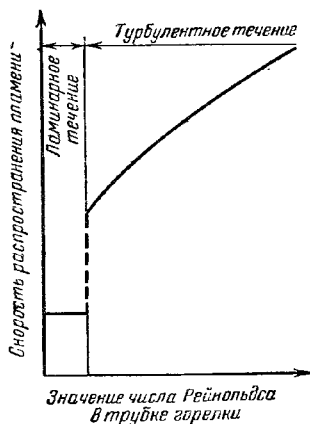


Рис. 4-3. Характер изменения скорости распространения пламени при переходе от ламинарного движения к турбулентному.

4.3. МЕХАНИЗМ ГОРЕНИЯ ЧАСТИЦЫ ТВЕРДОГО И КАПЛИ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Горение твердого и жидкого топлива является процессом многостадийным.

Процесс горения твердого топлива может быть разбит на три стадии. На первой стадии топливо под влиянием внешнего источника тепла проходит процесс нагрева и коксования, в результате чего оно разделяется на летучую часть и коксовый остаток. На второй стадии происходит воспламенение выделившихся летучих и сгорание их. На третьей стадии происходит процесс горения коксовой основы топлива. Несколько по-особому происходит только горение антрацита. В этом случае процессу воспламенения предшествует процесс низкотемпературного окисления углерода топлива с образованием окиси углерода, которая и воспламеняется.

Жидкое топливо в большинстве случаев сгорает в две стадии. На первой стадии топливо нагревается до температуры кипения и испаряется. На второй стадии происходит гомогенное сгорание образовавшихся топливных паров.

Воспламенение и горение каждой отдельной частицы топлива в гетерогенном факеле происходят индивидуально, хотя и не без связи с воспламенением и горением других частиц.

Горение частицы твердого топлива, лишенного летучих, протекает на ее поверхности. Кислород, необходимый для горения, проникает к поверхности частицы путем молекулярной диффузии через граничный застойный газовый слой, который окружает горящую частицу. Удаление продуктов сгорания с поверхности частицы в окружающую среду также осуществляется диффузией через тот же граничный слой (рис. 4-4, а).

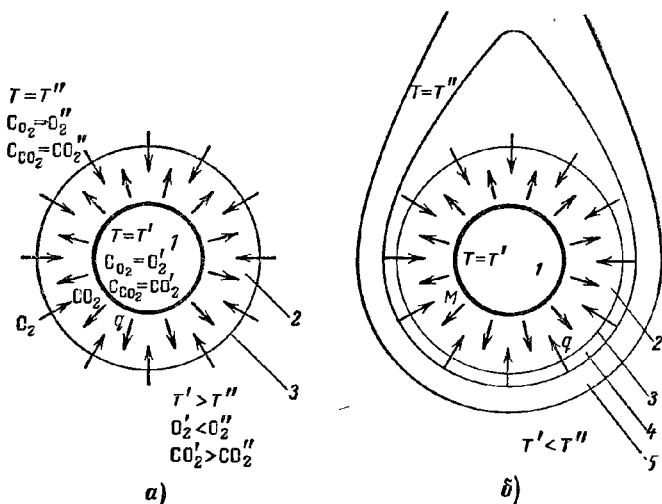


Рис. 4-4. Схемы горения отдельных частиц твердого топлива и отдельных капель жидкого топлива.

а — горение отдельной частицы твердого топлива, лишенного летучих; б — горение отдельной капли жидкого топлива; 1 — поверхность горящей частицы или испаряющейся капли; 2 — газовый граничный слой вокруг частицы; 3 — наружная поверхность граничного слоя; 4 — область образования горючей смеси при горении капли жидкого топлива; 5 — область горения горючей смеси при горении капли жидкого топлива; O_2 — поток диффузии кислорода; CO_2 — поток диффузии углекислоты; M — поток диффузии испаренного горючего; q — поток тепла; T — температура; c_{O_2} — концентрация кислорода; c_{CO_2} — концентрация углекислоты. Индексы: ' — на поверхности частицы или капли; '' — в окружающей среде.

Поскольку горение происходит на поверхности частицы, ее температура оказывается более высокой, чем температура окружающей среды. В результате в граничном слое, окружающем частицу, возникают градиент температуры и поток тепла, передаваемого теплопроводностью и лучистой энергией от поверхности частицы в окружающую среду. Частица сгорает тем быстрее, чем меньше ее размер и чем выше температура окружающей среды и концентрация кислорода в ней. В качестве первого приближения время полного сгорания частицы твердого топлива, лишенного летучих, в условиях, имеющих место в факеле, можно выразить формулой

$$t = \frac{\beta_0^2}{T O_2}, \quad (4-2)$$

где β — физическая константа, определяемая родом топлива;

δ_0 — начальный размер частицы;

T и O_2 — абсолютная температура окружающей среды и концентрация кислорода в ней.

Механизм воспламенения и горения каплю жидкого топлива существенно отличается от механизма горения частицы твердого топлива, лишенного летучих. Воспламенение и горение капли происходят не на поверхности ее, а в пространстве вокруг ее газового граничного слоя, который окружает жидкие капли, так же как и твердые частицы. При этом вокруг каждой капли возникает свое пламя, похожее на пламя свечи (рис. 4-4, б).

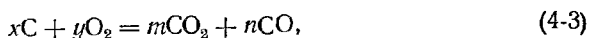
Температура на поверхности капли жидкого топлива во всех областях факела остается равной температуре кипения той фракции топлива, из которой она состоит. В результате в какой бы части факела ни находилась капля жидкого топлива, в ее граничном слое имеются градиент температуры и поток тепла, передаваемого теплопроводностью к поверхности частицы, благодаря которому и происходит испарение капли. Навстречу возникает поток паров топлива, передаваемых через граничный слой молекулярной диффузией в окружающую среду. Как только эти пары, пройдя граничный слой, смешиваются в необходимой концентрации с кислородом, который содержится в среде, окружающей каплю, они воспламеняются и сгорают поблизости от нее. Выделившееся при воспламенении тепло резко поднимает температуру окружающей среды и интенсифицирует процессы испарения и горения, которые заканчиваются только после того, как частица испарилась полностью. При этом в случае сжигания тяжелого топлива после испарения капли остается маленькая по сравнению с ее размерами частичка твердого кокса, которая медленно догорает в чисто гетерогенном процессе.

Механизм горения частицы твердого топлива, обладающего летучими, занимает промежуточное положение. Воспламенение и первая стадия горения, приходящиеся на период интенсивного выделения летучих из топлива, происходят вокруг граничного слоя, окружающего частицу, так же как и при горении капли жидкого топлива. На второй же стадии горения, которая начинается после того, как основная масса летучих из частицы выделилась, процесс переходит на поверхность частицы, как при горении частицы твердого топлива, лишенного летучих.

4-4. РЕАКЦИИ ГОРЕНИЯ

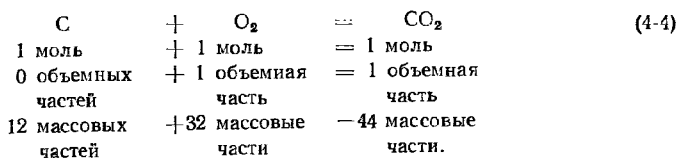
В топке котельного агрегата происходят гетерогенные реакции горения углерода и серы и гомогенные реакции горения водорода, окиси углерода и различных углеводородов.

Горение углерода представляет собой сложную химическую реакцию, особенности которой еще полностью не изучены. Считают, что в процессе горения углерода одновременно образуются как уголекислота, так и окись углерода. Реакцию горения углерода выражают формулой

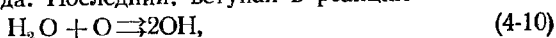


где x и y — число молекул C и O_2 вступающих в реакцию, а m и n — число образующихся молекул окислов.

В тех случаях, когда имеется достаточное количество кислорода, эта реакция сопровождается вторичной реакцией сгорания окиси углерода в уголекислоту, которая протекает во много раз быстрее, чем первая. Поэтому для практических целей можно принять, что при достаточном количестве кислорода горение углерода происходит в точном соответствии со стехиометрическим уравнением реакции сгорания углерода

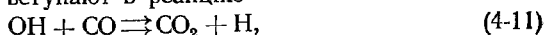


Цепная реакция сгорания окиси углерода в углекислоту происходит только тогда, когда в смеси окиси углерода с воздухом содержится некоторое количество H_2 и H_2O . Образовавшийся по реакции (4-6) атомарный водород вступает в реакцию (4-7), в результате которой образуется молекула OH и атом кислорода. Последний, вступая в реакцию



приводит к образованию еще двух молекул гидроксила.

Все три молекулы OH вступают в реакцию

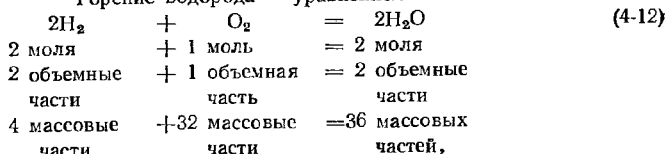


в результате которой образуются три молекулы конечного продукта CO_2 и три атома водорода, дающие рождение новым цепям. Кроме того, атомарный кислород, образовавшийся в результате реакции (4-7), может вступать в реакцию с CO , также образуя CO_2 . Из уравнения (4-11) видно, что атом водорода все время восстанавливается и служит возбудителем цепей. Очевидно, что общая скорость реакции горения CO возрастает с увеличением содержания в горючей смеси водяных паров, что хорошо подтверждается экспериментом.

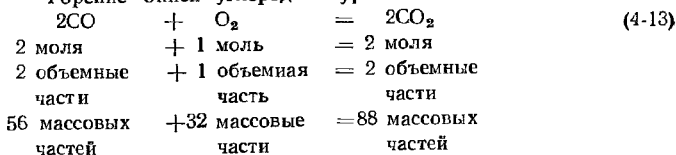
Цепи реакций углеводородов еще более сложны, чем цепи реакций водорода и окиси углерода. Они протекают с образованием в качестве промежуточных продуктов гидроксильного радикала и альдегидов $RCHO$, где радикал R может представлять собой H , CH_3 , CH_3CH_2 , $CH_3CH_2CH_2$ и т. д. Кроме того, реакциям горения углеводородов предшествуют реакции их термического распада с выделением сажистого углерода.

Саморазгоняющийся характер цепных реакций горения водорода, окиси углерода и углеводородов, приводящий к почти мгновенному завершению их, позволяет для практических расчетов пользоваться стехиометрическими уравнениями этих реакций.

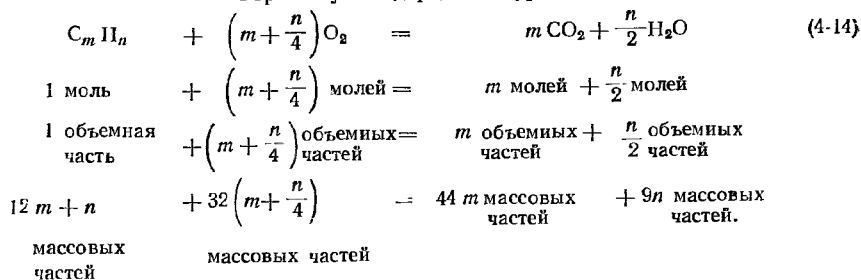
Горение водорода — уравнением



Горение окиси углерода — уравнением



Горение углеводородов — уравнением



Скорость реакции горения зависит от температуры, при которой она происходит, концентрации кислорода в воздухе, используемом для горения, а, при го могенной реакции также и от концентрации горючего газа в горючей смеси.

Вопрос о скорости химических реакций изучается химической кинетикой. Однако в классическом виде ее теоретические положения применимы только к гомогенным реакциям. Согласно химической кинетике можно принять, что скорость гомогенной реакции, понимаемая как скорость изменения концентрации реагирующих веществ, определяется законом действующих масс. При этом в случае горения промышленных газов, когда в реакции участвуют только два вещества, а сама реакция протекает до конца в одном направлении, скорость реакции гомогенного горения, описываемой уравнением



может быть выражена законом

$$w = -\frac{dA}{dt} = K_A A^a B^b, \text{ 1/сек.} \quad (4-16)$$

Константа скорости химической реакции K_A не имеет постоянной размерности; последняя определяется величинами a и b , входящими в стехиометрическое уравнение (4-15).

Константа скорости химической реакции сильно зависит от температуры, при которой она протекает и выражается законом Аррениуса

$$K = K_0 e^{-\frac{E}{R_0 T}}, \quad (4-17)$$

где K_0 — постоянная величина, имеющая ту же размерность, что и K ;

e — основание натуральных логарифмов;

E — энергия активации реакции, ккал/моль;

R_0 — универсальная газовая постоянная, ккал/моль·град;

T — абсолютная температура реакции, °К.

Энергия активации E представляет собой характеристику, определяющую активность реагирования данных веществ при вступлении их в химическую реакцию. Энергия активации в известной мере определяет энергию, которую необходимо затратить для того, чтобы разрушить связи между атомами в молекулах исходных веществ реакции, с тем чтобы освободившиеся атомы могли соединиться в молекулы конечных продуктов реакции. Очевидно, что чем ниже значение энергии активации данной реакции, тем легче вступают в нее исходные вещества и тем быстрее она протекает. Величина энергии активации реакции горения газовых смесей находится в пределах 20 000—40 000 ккал/моль.

Как показывает практика, в большинстве химических реакций закон действующих масс точно не проявляется. В частности, можно считать, что при горении большинства горючих газов, имеющих распространение в промышленности, реакция протекает как бимолекулярная со скоростью, пропорциональной концентрациям горючего газа G и кислорода O_2 . В соответствии с этим скорость гомогенного горения можно выразить в виде:

$$w = -\frac{dG}{dt} = K_0 G O_2 e^{-\frac{E}{R_0 T}}, \text{ 1/сек.} \quad (4-18)$$

4-5. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ОБЪЕМ ВОЗДУХА, НЕОБХОДИМЫЙ ДЛЯ ГОРЕНИЯ; ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ОБЪЕМ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

В процессе горения топлива в топке котла участвуют углерод, водород и горючая сера топлива. В результате завершившегося процесса горения из исходных веществ — топлива и атмосферного воздуха — в топке образуются продукты сгорания: дымовые газы, а при горении твердого топлива — еще и очаговые остатки. По закону сохранения материи масса продуктов сгорания оказывается равной массе топлива и атмосферного воздуха, вступивших в реакцию горения.

В соответствии с составом исходных веществ и характером реакций горения в дымовых газах содержатся углекислота CO_2 , сернистый ангидрид SO_2 с небольшим количеством серного ангидрида SO_3 , азот N_2 и водяные пары H_2O . Кроме того, в дымовых газах содержится в относительно незначительном количестве кислород O_2 , так как в топках котлов приходится вести режим горения с некоторым избыточным количеством воздуха, поскольку еще не удается обеспечить полное сгорание топлива при подаче в топку того количества воздуха, которое теоретически (стехиометрически) необходимо для осуществления реакций горения. Наконец, в дымовых газах может содержаться некоторое очень небольшое количество продуктов газификации и неполного горения топлива, обычно окись углерода CO , а иногда водород H_2 и углеводороды C_mH_n , так как летучие вещества, выделяющиеся из топлива в процессе горения, не всегда сгорают полностью.

Углекислота, сернистый ангидрид, азот и кислород образуют в совокупности «сухие» газы. Углекислоту и сернистый ангидрид часто объединяют под названием «сухие трехатомные газы» и обозначают через RO_2 :



Крайне незначительное содержание SO_3 в дымовых газах в теплотехнических расчетах не учитывают.

Сопоставление уравнения реакции горения углерода (4-4) с уравнением реакции горения серы (4-5) показывает, что эти реакции выражаются стехиометрически одинаково. Это позволяет упростить теплотехнические расчеты, относящиеся к процессу горения топлива, путем замены в них количества содержащейся серы в топливе эквивалентным ей количеством углерода. Очевидно, что количество углерода, эквивалентное количеству летучей серы, содержащейся в топливе, равно:

$$C_{\text{эkv}} = \frac{12}{32} S_n = 0,375 S_n, \quad \%. \quad (4-20)$$

Поэтому суммарное содержание углерода и серы в топливе можно заменить эквивалентным содержанием углерода:

$$R = C + C_{\text{эkv}} = C + 0,375 S_n, \quad \%, \quad (4-21)$$

а стехиометрические уравнения реакций горения углерода и серы — условным стехиометрическим уравнением реакции горения эквивалентного содержания углерода



с теми же стехиометрическими соотношениями, что и в уравнении (4-4).

Количество воздуха, необходимое для горения, а также состав дымовых газов вычисляют в кубических метрах при нормальных условиях (0°C и 760 мм рт. ст.) для 1 кг твердого и жидкого топлива и для 1 м^3 газообразного топлива.

Из формул (4-4), (4-5) и (4-12) следует, что для обеспечения полного сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива, имеющего элементарный состав C^p , H^p , O^p , N^p , S^p , A^p и W^p , теоретически требуется массовое количество кислорода, равное:

$$M_{\text{O}_2}^0 = \frac{32}{12} \cdot \frac{\text{C}^p}{100} + 8 \frac{\text{H}^p}{100} + \frac{\text{S}^p}{100} - \frac{\text{O}^p}{100}, \quad \text{кг/кг}, \quad (4-23)$$

или соответственно объемное количество его, равное:

$$V_{\text{O}_2}^0 = \frac{M_{\text{O}_2}^0}{\rho_{\text{O}_2}} = \frac{1}{1,428 \cdot 100} (2,67 \text{C}^p + 8 \text{H}^p + \text{S}^p - \text{O}^p), \quad \text{м}^3/\text{кг}, \quad (1-24)$$

где $\rho_{\text{O}_2} = 1,428 \text{ кг/м}^3$ — плотность кислорода при нормальных условиях.

Так как содержание кислорода в атмосферном воздухе по объему равно 21%, то теоретически необходимый для полного сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива объем атмосферного воздуха составляет:

$$V_B^0 = \frac{V_{O_2}^0}{0,21} = \frac{1}{1,428 \cdot 21} (2,67C^P + 8H^P + S_L^P - O^P), \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (4-25)$$

Отсюда с учетом формулы (4-21) можно получить расчетную формулу для определения теоретически необходимого количества воздуха для сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива в виде:

$$V_B^0 = 0,0889 (C^P + 0,375 S_L^P) + 0,265H^P - 0,0333O^P = 0,0889 R^P + 0,265H^P - 0,0333O^P, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (4-26)$$

Объемное количество углекислоты, содержащейся в дымовых газах, определяют из формулы (4-4). Оно равно:

$$V_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{\rho_{CO_2}} = \frac{44}{12} \cdot \frac{C^P}{100\rho_{CO_2}} = \frac{44}{12 \cdot 100 \cdot 1,977} C^P = 0,0187 C^P, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (4-27)$$

где M_{CO_2} — масса углекислоты, получившейся в результате сгорания 1 кг топлива;
 $\rho_{CO_2} = 1,977 \text{ кг/м}^3$ — плотность углекислоты.

Объемное количество сернистого ангидрида в дымовых газах определяют из формулы (4-5)

$$V_{SO_2} = \frac{M_{SO_2}}{\rho_{SO_2}} = \frac{64}{32} \cdot \frac{S_L^P}{100\rho_{SO_2}} = \frac{64}{32 \cdot 100 \cdot 2,927} S_L^P = 0,0069 S_L^P, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (4-28)$$

где M_{SO_2} — масса сернистого ангидрида, получившегося в результате сгорания 1 кг топлива;

$\rho_{SO_2} = 2,927 \text{ кг/м}^3$ — плотность сернистого ангидрида.

Поскольку в предыдущих расчетах сера топлива заменялась эквивалентным количеством углерода, содержание сухих трехатомных газов в дымовых газах можно выразить следующей расчетной формулой:

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} = 0,0187R^P, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (4-29)$$

Азот, входящий в состав дымовых газов, поступает из воздуха, затраченного на горение, и топлива. При сгорании топлива в теоретически необходимом количестве воздуха количество азота в дымовых газах, поступившее из воздуха, равно:

$$V_{N_2}^B = 0,79 V_B^0, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (4-30)$$

а поступившее из топлива

$$V_{N_2}^T = \frac{M_{N_2}}{\rho_{N_2}} = \frac{N^P}{100\rho_{N_2}} = \frac{N^P}{100 \cdot 1,257} = 0,008N^P, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (4-31)$$

где M_{N_2} — масса азота, содержащегося в топливе;

$\rho_{N_2} = 1,257 \text{ кг/м}^3$ — плотность азота.

Таким образом, общее количество азота, содержащегося в дымовых газах при горении в теоретически необходимом количестве воздуха,

$$V_{N_2}^0 = 0,79 V_B^0 + 0,008N^P, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (4-32)$$

Водяные пары в дымовых газах образуются в результате сгорания водорода топлива и испарения влаги топлива, а также вносятся воздухом, поступающим для горения, так как в нем всегда содержится некоторое количество влаги. Объем водяных паров, образующихся при сгорании водорода топлива и испарении влаги топлива, равен:

$$V_{H_2O}^T = \frac{M_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} = \frac{9H^P + W^P}{100\rho_{H_2O}} = \frac{9H^P + W^P}{100 \cdot 0,804} = 0,111H^P + 0,0124 W^P, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (4-33)$$

где M_{H_2O} — масса водяных паров в дымовых газах, образовавшихся в результате сгорания 1 кг топлива;

$\rho_{H_2O} = 0,804 \text{ кг/м}^3$ — плотность водяных паров.

Количество водяных паров, попадающих в дымовые газы с теоретически необходимым количеством воздуха для горения, определяется из того условия, что в 1 кг сухого

воздуха содержится приблизительно 10 г водяных паров, т. е. что влагосодержание воздуха $d_b = 0,01$ г/кг. Поэтому объем их определится по формуле

$$V_{H_2O}^B = \frac{\rho_B d_b V_B^0}{\rho_{H_2O}} = \frac{1,293 \cdot 0,01}{0,804} V_B^0 = 0,0161 V_B^0, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (4-34)$$

где $\rho_B = 1,293$ кг/м³ — плотность сухого воздуха.

В результате полное количество водяных паров, содержащихся в дымовых газах при горении в теоретически необходимом количестве воздуха, составит:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111H^P + 0,0124W^P + 0,0161V_B^0, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (4-35)$$

При сжигании жидкого топлива с применением паровых форсунок в дымовые газы попадает водяной пар, использованный для распыления топлива, в количестве

$$V_{H_2O}^F = 1,24 M_\Phi, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (4-36)$$

где M_Φ — расход пара на распыление 1 кг топлива; при сжигании мазута $M_\Phi = 0,3 \div 0,4$ кг/кг.

В случае сжигания газообразного топлива теоретическое количество воздуха, необходимое для горения, и теоретическое количество дымовых газов, определяют по следующим формулам:

количество воздуха, теоретически необходимое для горения,

$$V_B^0 = 0,0176 \left[0,5 CO^{TЛ} + 0,5 H_2^{TЛ} + 1,5 H_2 S^{TЛ} + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n^{TЛ} - O_2^{TЛ} \right], \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad (4-37)$$

объем образовавшихся сухих трехатомных газов

$$V_{RO_2} = 0,01 (CO_2^{TЛ} + CO^{TЛ} + H_2 S^{TЛ} + \sum m C_m H_n^{TЛ}), \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad (4-38)$$

теоретический объем азота в дымовых газах

$$V_{N_2}^0 = 0,79 V_B^0 + \frac{N_2^{TЛ}}{100}, \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad (4-39)$$

теоретический объем водяных паров в дымовых газах

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left(H_2 S^{TЛ} + H_2^{TЛ} + \sum \frac{n}{2} C_m H_n^{TЛ} + 0,124 d^{TЛ} \right) + 0,0161 V_B^0, \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (4-40)$$

где $d^{TЛ}$ — влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м³ сухого газа, г/м³.

Индекс «ТЛ» над символами химических веществ указывает, что эти вещества входят в состав газообразного топлива.

4-6. КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА; ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ОБЪЕМЫ ВОЗДУХА И ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

Для обеспечения полного сгорания топлива в топку приходится подавать некоторое избыточное против теоретически необходимого количество воздуха. Отношение действительного количества воздуха, поданного в топку, V_B^P к теоретически необходимому для горения количеству воздуха V_B^0 называют коэффициентом избытка воздуха и обозначают α :

$$V_B^P = \alpha V_B^0, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (4-41)$$

В современных топках коэффициент избытка воздуха при сжигании твердого топлива принимают равным 1,2—1,6, а при сжигании жидкого и газообразного топлив 1,05—1,15.

Избыточный воздух, подаваемый в топку, в процессе горения не участвует, но увеличивает количество дымовых газов, образующихся на 1 кг сожженного топлива.

При этом объем углекислоты остается неизменным, а объем двухатомных газов (включая кислород) увеличивается до

$$V_{N_2} = V_{N_2}^0 + (\alpha - 1) V_B^0, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (4-42)$$

Энтальпия летучей золы, т. е. золы, выносимой дымовыми газами из топки, выражается формулой

$$i_{\text{зл}} = M_{\text{зл}} c_{\text{зл}} \theta_{\text{зл}} - a_{\text{зл}} \frac{A^p}{100} c_{\text{зл}} \theta_{\text{зл}}, \text{ ккал/кг}, \quad (4-54)$$

где $M_{\text{зл}}$ — масса летучей золы на 1 кг топлива, кг;

$a_{\text{зл}}$ — доля золы топлива, уносимая дымовыми газами из топки;

$c_{\text{зл}}$ и $\theta_{\text{зл}}$ — соответственно массовая теплоемкость золы и ее температура, ккал/кг·град и °С.

Величина энтальпии летучей золы очень мала по сравнению с величиной энтальпии дымовых газов. Поэтому в теплотехнических расчетах ее учитывают только в тех случаях, когда

$$1000 \frac{a_{\text{зл}} A^p}{Q^p_{\text{н}}} > 6. \quad (4-55)$$

Для упрощения расчетов удобно выражать энтальпии воздуха, дымовых газов и очаговых остатков соответственно в виде:

$$i^0_{\text{в}} = (c\theta)_{\text{в}}^0 V_{\text{в}}^0, \text{ ккал/кг (ккал/м}^3\text{)}, \quad (4-56)$$

$$i^0_{\text{г}} = (c\theta)_{\text{RO}_2} V_{\text{RO}_2} + (c\theta)_{\text{N}_2} V_{\text{N}_2}^0 + (c\theta)_{\text{H}_2\text{O}} V_{\text{H}_2\text{O}}^0, \text{ ккал/кг (ккал/м}^3\text{)}, \quad (4-57)$$

$$i_{\text{зл}} = (c\theta)_{\text{зл}} \frac{A^p}{100} a_{\text{зл}}, \text{ ккал/кг}. \quad (4-58)$$

Значения величин $(c\theta)$ для воздуха, RO_2 , N_2 , H_2O и золы при различных температурах приведены в табл. 4-3.

Таблица 4-3

$\theta, ^\circ\text{C}$	$(c\theta)_{\text{RO}_2},$ ккал/м ³	$(c\theta)_{\text{N}_2},$ ккал/м ³	$(c\theta)_{\text{O}_2},$ ккал/м ³	$(c\theta)_{\text{H}_2\text{O}},$ ккал/м ³	$(c\theta)_{\text{в}},$ ккал/м ³	$(c\theta)_{\text{з}},$ ккал/кг
100	40,6	31,0	31,5	36,0	31,6	19,3
200	85,4	62,1	63,8	72,6	63,6	40,4
300	133,5	93,6	97,2	110,5	96,2	63,0
400	184,4	125,8	131,6	149,6	129,4	86,0
500	238	158,6	167	189,8	163,4	109,5
600	292	192	203	231	198	134
700	349	226	240	274	234	158
800	407	261	277	319	270	183
900	466	297	315	364	306	209
1000	526	333	353	412	343	235
1100	587	369	391	460	381	262
1200	649	405	430	509	419	288
1300	711	442	469	560	457	325
1400	774	480	508	611	496	378
1500	837	517	548	664	535	420
1600	900	555	588	717	574	448
1700	964	593	628	771	613	493
1800	1028	631	668	826	652	522
1900	1092	670	709	881	692	570
2000	1157	708	750	938	732	600
2100	1222	747	790	994	772	—
2200	1287	786	832	1051	812	—

Глава пятая

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТОПЛИВА

5-1. ИСПОЛЬЗОВАННОЕ ТЕПЛО ТОПЛИВА И ПОТЕРИ ТЕПЛА

В котельном агрегате невозможно полностью использовать для получения пара или горячей воды все тепло, заключенное в топливе; часть этого тепла неизбежно теряется.

Основными потерями тепла в котельном агрегате являются следующие.

При сжигании всех видов топлива содержащиеся в дымовых газах продукты неполного горения или газификации — окись углерода, водород, метан и тяжелые углеводороды — выходят из топки, не успев догореть до углекислоты и водяных паров, и уносят часть теплоты, заключенной в топливе; это приводит к потере, которую называют потерей тепла от химической неполноты сгорания топлива.

При сжигании твердого топлива в очаговых остатках остается некоторое количество не успевшего сгореть углерода, которое теряется при удалении очаговых остатков из топки; эта потеря носит название потери тепла от механической неполноты сгорания топлива.

Удаляемые из топки скопившиеся в ней очаговые остатки (шлак) имеют относительно высокую температуру, достигающую $600\text{--}700^\circ\text{C}$ и поэтому уносят некоторое количество физического тепла, что приводит к появлению потери, называемой потерей тепла с физическим теплом шлака.

Дымовые газы, пройдя через все поверхности нагрева котельного агрегата, уходят из него, имея еще относительно высокую температуру ($120\text{--}180^\circ\text{C}$), вследствие чего они уносят довольно значительное количество тепла; эту потерю называют потерей тепла с уходящими газами.

Поскольку все наружные поверхности котельного агрегата нагреваются изнутри дымовыми газами, паром, горячей водой или горячим воздухом, они имеют температуру, более высокую, чем температура окружающего воздуха. Вследствие этого наружные поверхности котельного агрегата отдают конвекцией и излучением некоторое количество тепла в окружающую среду, вызывая потерю, носящую название потери тепла от наружного охлаждения котельного агрегата.

В совокупности в современном котельном агрегате в зависимости от его типа и мощности, а также рода топлива и способа сжигания его, перечисленные потери составляют $7\text{--}25\%$ тепла, заключенного в топливе.

5.2. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Соотношение, связывающее приход и расход тепла в котельном агрегате, представляет его тепловой баланс.

Для работающего котельного агрегата тепловой баланс составляют на основании результатов теплового испытания с целью получения исходных данных для анализа эффективности его работы. При тепловом расчете тепловой баланс составляют, используя нормативные данные, для определения расчетного часового расхода топлива проектируемого котельного агрегата.

При сжигании твердого и жидкого топлив тепловой баланс котельного агрегата составляют в килокалориях или килоджоулях на 1 кг израсходованного топлива либо в процентах. При сжигании газообразного топлива тепловой баланс составляют на 1 м^3 газа, введенного в топку, либо также в процентах.

При сжигании твердого или жидкого топлив полное количество тепла, вносимое в котельный агрегат при сжигании 1 кг топлива, складывается из следующих трех основных составляющих: нижней теплоты сгорания топлива Q_p^H , ккал/кг, физического тепла топлива $i_{тл}$, ккал/кг, и физического тепла воздуха, поступающего в котел для поддержания процесса горения в топке, $i_{в}$, ккал/кг. Кроме этих основных составляющих, в отдельных случаях учитывают еще дополнительное тепло воздуха, поступающего в котел при нагревании его посторонними источниками тепла (например, паром, отбираемым от турбины), $Q_{в. \text{внш}}$, а также тепло, вносимое в топку водяным паром в случаях применения парового дутья или парового распыления мазута, Q_4 .

При сжигании газообразного топлива приходная часть теплового ба-

Энтальпия летучей золы, т. е. золы, выносимой дымовыми газами из топki, выражается формулой

$$i_{\text{зл}} - M_{\text{зл}} c_{\text{зл}} \theta_{\text{зл}} = a_{\text{зл}} \frac{A^p}{100} c_{\text{зл}} \theta_{\text{зл}}, \text{ ккал/кг}, \quad (1-54)$$

где $M_{\text{зл}}$ — масса летучей золы на 1 кг топлива, кг;

$a_{\text{зл}}$ — доля золы топлива, уносимая дымовыми газами из топki;

$c_{\text{зл}}$ и $\theta_{\text{зл}}$ — соответственно массовая теплоемкость золы и ее температура, ккал/кг·град и °C.

Величина энтальпии летучей золы очень мала по сравнению с величиной энтальпии дымовых газов. Поэтому в теплотехнических расчетах ее учитывают только в тех случаях, когда

$$1000 \frac{a_{\text{зл}} A^p}{Q_{\text{н}}^p} > 6. \quad (4-55)$$

Для упрощения расчетов удобно выражать энтальпии воздуха, дымовых газов и очаговых остатков соответственно в виде:

$$i_{\text{в}}^0 = (c\theta)_{\text{в}}^0 V_{\text{в}}^0, \text{ ккал/кг (ккал/м}^3\text{)}; \quad (4-56)$$

$$i_{\text{г}}^0 = (c\theta)_{\text{RO}_2} V_{\text{RO}_2} + (c\theta)_{\text{N}_2} V_{\text{N}_2}^0 + (c\theta)_{\text{H}_2\text{O}} V_{\text{H}_2\text{O}}^0, \text{ ккал/кг (ккал/м}^3\text{)}; \quad (4-57)$$

$$i_{\text{зл}} = (c\theta)_{\text{зл}} \frac{A^p}{100} a_{\text{зл}}, \text{ ккал/кг}. \quad (4-58)$$

Значения величин $(c\theta)$ для воздуха, RO_2 , N_2 , H_2O и золы при различных температурах приведены в табл. 4-3.

Т а б л и ц а 4-3

$\theta, ^\circ\text{C}$	$(c\theta)_{\text{RO}_2},$ ккал/м ³	$(c\theta)_{\text{N}_2},$ ккал/м ³	$(c\theta)_{\text{O}_2},$ ккал/м ³	$(c\theta)_{\text{H}_2\text{O}},$ ккал/м ³	$(c\theta)_{\text{в}},$ ккал/м ³	$(c\theta)_{\text{з}},$ ккал/кг
100	40,6	31,0	31,5	36,0	31,6	19,3
200	85,4	62,1	63,8	72,6	63,6	40,4
300	133,5	93,6	97,2	110,5	96,2	63,0
400	184,4	125,8	131,6	149,6	129,4	86,0
500	238	158,6	167	189,8	163,4	109,5
600	292	192	203	231	198	134
700	349	226	240	274	234	158
800	407	261	277	319	270	183
900	466	297	315	364	306	209
1 000	526	333	353	412	343	235
1 100	587	369	391	460	381	262
1 200	649	405	430	509	419	288
1 300	711	442	469	560	457	325
1 400	774	480	508	611	496	378
1 500	837	517	548	664	535	420
1 600	900	555	588	717	574	448
1 700	964	593	628	771	613	493
1 800	1 028	631	668	826	652	522
1 900	1 092	670	709	881	692	570
2 000	1 157	708	750	938	732	600
2 100	1 222	747	790	994	772	—
2 200	1 287	786	832	1 051	812	—

Глава пятая

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТОПЛИВА

5-1. ИСПОЛЬЗОВАННОЕ ТЕПЛО ТОПЛИВА И ПОТЕРИ ТЕПЛА

В котельном агрегате невозможно полностью использовать для получения пара или горячей воды все тепло, заключенное в топливе; часть этого тепла неизбежно теряется.

Основными потерями тепла в котельном агрегате являются следующие.

При сжигании всех видов топлива содержащиеся в дымовых газах продукты неполного горения или газификации — окись углерода, водород, метан и тяжелые углеводороды — выходят из топки, не успев догореть до углекислоты и водяных паров, и уносят часть теплоты, заключенной в топливе; это приводит к потере, которую называют потерей тепла от химической неполноты сгорания топлива.

При сжигании твердого топлива в очаговых остатках остается некоторое количество не успевшего сгореть углерода, которое теряется при удалении очаговых остатков из топки; эта потеря носит название потери тепла от механической неполноты сгорания топлива.

Удаляемые из топки скопившиеся в ней очаговые остатки (шлак) имеют относительно высокую температуру, достигающую 600—700° С и поэтому уносят некоторое количество физического тепла, что приводит к появлению потери, называемой потерей тепла с физическим теплом шлака.

Дымовые газы, пройдя через все поверхности нагрева котельного агрегата, уходят из него, имея еще относительно высокую температуру (120—180° С), вследствие чего они уносят довольно значительное количество тепла; эту потерю называют потерей тепла сходящими газами.

Поскольку все наружные поверхности котельного агрегата нагреваются изнутри дымовыми газами, паром, горячей водой или горячим воздухом, они имеют температуру, более высокую, чем температура окружающего воздуха. Вследствие этого наружные поверхности котельного агрегата отдают конвекцией и излучением некоторое количество тепла в окружающую среду, вызывая потерю, носящую название потери тепла от наружного охлаждения котельного агрегата.

В совокупности в современном котельном агрегате в зависимости от его типа и мощности, а также рода топлива и способа сжигания его, перечисленные потери составляют 7—25% тепла, заключенного в топливе.

5-2. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Соотношение, связывающее приход и расход тепла в котельном агрегате, представляет его тепловой баланс.

Для работающего котельного агрегата тепловой баланс составляют на основании результатов теплового испытания с целью получения исходных данных для анализа эффективности его работы. При тепловом расчете тепловой баланс составляют, используя нормативные данные, для определения расчетного часового расхода топлива проектируемого котельного агрегата.

При сжигании твердого и жидкого топлив тепловой баланс котельного агрегата составляют в килокалориях или килоджоулях на 1 кг израсходованного топлива либо в процентах. При сжигании газообразного топлива тепловой баланс составляют на 1 м³ газа, введенного в топку, либо также в процентах.

При сжигании твердого или жидкого топлив полное количество тепла, вносимое в котельный агрегат при сжигании 1 кг топлива, складывается из следующих трех основных составляющих: низшей теплоты сгорания топлива Q_p^p , ккал/кг, физического тепла топлива $i_{тл}$, ккал/кг, и физического тепла воздуха, поступающего в котел для поддержания процесса горения в топке, $i_{в}$, ккал/кг. Кроме этих основных составляющих, в отдельных случаях учитывают еще дополнительное тепло воздуха, поступающего в котел при нагревании его постопорными источниками тепла (например, паром, отбираемым от турбины), $Q_{в. впп}$, а также тепло, вносимое в топку водяным паром в случаях применения парового дутья или парового распыления мазута, $Q_{ф}$.

При сжигании газообразного топлива приходная часть теплового ба-

ланса котельного агрегата приобретает ту особенность, что низшую теплоту сгорания относят к сухому топливу, т. е. к величине Q_H^c .

При сжигании т в е р д о г о топлива внесенное в котельный агрегат тепло распределяется по следующим основным статьям, ккал/кг:

Тепло, использованное на получение пара (или горячей воды)	Q_1
Потеря тепла с дымовыми газами, уходящими из котельного агрегата	i_{yx}
Потеря тепла от химической неполноты сгорания топлива .	Q_2
Потеря тепла от механической неполноты сгорания топлива	Q_4
Потеря тепла от охлаждения агрегата (в окружающую среду)	Q_5
Потеря с физическим теплом шлака, удаляемого из топki	$Q_{6шл}$

Кроме того, в очень редких случаях в старых котельных агрегатах приходится учитывать потерю тепла на нагрев воды, охлаждающей некоторые детали топок, $Q_{6охл}$.

При сжигании жидкого и газообразного топлив потери тепла от механической неполноты сгорания топлива Q_4 и с физическим теплом шлака, удаляемого из топki $Q_{6шл}$ отсутствуют.

Тепловой баланс котельного агрегата составляют относительно некоторой отправной температуры. Если в качестве этой температуры принять температуру воздуха, поступающего в котельный агрегат, то в приходной части теплового баланса исчезнет член I_B . В соответствии с этим приходная часть теплового баланса котельного агрегата может быть выражена в общем случае следующим образом:

при сжигании т в е р д о г о или ж и д к о г о топлива

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{в. выш} + i_{тл} + Q_{ф}, \text{ ккал/кг}; \quad (5-1)$$

при сжигании г а з о о б р а з н о г о топлива

$$Q_p^p = Q_H^c + Q_{в. выш} + i_{тл}, \text{ ккал/м}^3. \quad (5-2)$$

В последних двух уравнениях величина Q_p^p носит название р а с п о л а г а е м о г о т е п л а, приходящегося на 1 кг или 1 м³ топлива.

Для большинства современных промышленных котельных агрегатов выражение для располагаемого тепла можно упростить. Обычно отсутствуют составляющие $Q_{в. выш}$ и $Q_{ф}$. Затем в большинстве случаев можно исключить величину $i_{тл}$, так как величина физического тепла топлива пренебрежимо мала, не превышая обычно 0,1—0,2% теплоты сгорания топлива. Поэтому для большинства современных котельных агрегатов при сжигании твердого и жидкого топлива

$$Q_p^p = Q_H^p, \text{ ккал/кг}, \quad (5-3)$$

а при сжигании газообразного топлива

$$Q_p^p = Q_H^c, \text{ ккал/м}^3. \quad (5-4)$$

Когда уравнение теплового баланса составляется относительно температуры воздуха, поступающего в котельный агрегат, в величину потери тепла с уходящими газами I_{yx} необходимо внести поправку, учитывающую энтальпию воздуха, поступающего в котельный агрегат. В этом случае потеря тепла с уходящими газами будет выражаться формулой

$$Q_2 = I_{yx} - I_B, \text{ ккал/кг, или ккал/м}^3.$$

С учетом указанного общее уравнение теплового баланса котельного агрегата при сжигании т в е р д о г о т о п л и в а принимает вид

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_{6шл} + Q_{6охл}, \text{ ккал/кг}. \quad (5-5)$$

Правую часть этого уравнения для многих случаев также можно упростить. В подавляющем большинстве современных котельных агрегатов от-

существует потеря $Q_{6 \text{ охл}}$. Во многих случаях при факельном сжигании твердого топлива можно не учитывать величины $Q_{6 \text{ шл}}$.

При сжигании жидкого и газообразного топлива общее уравнение теплового баланса котельного агрегата принимает вид:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_5, \text{ ккал/кг или ккал/м}^3. \quad (5-6)$$

Если разделить почленно уравнения (5-5) и (5-6) на Q_p^p и умножить их на 100, то для случая сжигания твердого топлива получается:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{6 \text{ шл}} + q_{6 \text{ охл}} = 100 \%, \quad (5-7)$$

а для случая сжигания жидкого и газообразного топлива

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_5 = 100 \%. \quad (5-8)$$

В этих уравнениях

$$q_1 = \frac{Q_1}{Q_p^p} \cdot 100; \quad q_2 = \frac{Q_2}{Q_p^p} \cdot 100 \text{ и т. д.}$$

В этой форме уравнение теплового баланса котельного агрегата выражает процентное распределение располагаемого тепла на 1 кг или 1 м³ топлива по расходным статьям теплового баланса. Эта форма значительно более распространена на практике, чем форма теплового баланса, выраженная уравнениями (5-5) и (5-6).

Тепло, использованное в котельном агрегате, определяется из следующего балансного уравнения, отнесенного к 1 ч работы агрегата:

$$BQ_1 = DQ_{к.а}, \quad (5-9)$$

где B — часовой расход топлива на котельный агрегат, кг/ч или м³/ч;

D — часовая производительность котельного агрегата, кг/ч;

$Q_{к.а}$ — количество тепла, сообщенное в котельном агрегате питательной воде при превращении ее в пар или обратной сетевой воде при получении горячей воды, отнесенное к 1 кг произведенного пара или нагретой воды.

Таким образом, левая часть уравнения (5-9) выражает часовое количество использованного тепла через расход топлива, а правая часть — через тепло, полученное в котельном агрегате питательной или сетевой водой.

Для котельных агрегатов, в которых производится перегретый пар, величина $Q_{к.а}$ выражается следующим образом:

$$Q_{к.а} = (i_{п.п} - i_{п.в}) + \frac{\pi}{100} (i' - i_{п.в}), \quad (5-10)$$

где $i_{п.п}$, $i_{п.в}$ и i' — соответственно энтальпии перегретого пара, питательной и котловой воды (последняя принимается равной энтальпии воды при температуре кипения);

π — процент непрерывной продувки, обычно составляющий 2—5% D .

При определении величины $Q_{к.а}$ для котельных агрегатов, в которых производится насыщенный пар, величину энтальпии перегретого пара $i_{п.п}$ заменяют величиной энтальпии насыщенного пара i'' . При отсутствии непрерывной продувки становится равным нулю второй член выражения (5-10).

Для котельных агрегатов, в которых получают горячую воду,

$$Q_{к.а} = i_2 - i_1, \quad (5-11)$$

где i_1 и i_2 — соответственно энтальпии воды, поступающей в котел и выходящей из него.

Величины энтальпии воды и пара в системах тепловых единиц, основанных на калории, выражают в ккал/кг, поэтому величина $Q_{к.а}$ также получается в ккал/кг, а $DQ_{к.а}$ — в ккал/ч. В системе СИ величины энтальпии воды

и пара выражают в кдж/кг , поэтому величина $Q_{\text{к.а}}$ также получается в кдж/кг , а $DQ_{\text{к.а}}$ — в кдж/сек . Это значит, что в системе СИ величину $DQ_{\text{к.а}}$ следует выражать в единицах мощности, т. е. в киловаттах или мегаваттах. Имея в виду, что $1 \text{ кВт} = 1 \text{ кдж/сек} = 3\,600 \text{ кдж/ч}$ и что $1 \text{ кдж} = 4,19 \text{ ккал}$, можно получить:

$$1 \text{ кВт} = \frac{3\,600}{4,19} = 860 \text{ ккал/ч}.$$

В результате деления обеих частей уравнения (5-9) на B и $Q_{\text{р}}^{\text{р}}$ и умножения их на 100 можно получить:

$$q_1 = \frac{DQ_{\text{к.а}}}{BQ_{\text{р}}^{\text{р}}} \cdot 100, \quad \% \quad (5-12)$$

Как видно из этой формулы, величина q_1 может быть определена только в том случае, если известен часовой расход топлива на котельный агрегат (величина D для данного типа котельного агрегата задана, а величину $Q_{\text{к.а}}$ легко определить по его рабочим параметрам). Если же величина B неизвестна, то величину q_1 можно определить лишь как остаточный член из общего уравнения теплового баланса (5-8), т. е. по формуле

$$q_1 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6_{\text{пл}} + q_6_{\text{охл}}) = 100 - \sum_2^6 q, \quad \% \quad (5-13)$$

Для современных котельных агрегатов величина q_1 в зависимости от паропроизводительности котельного агрегата, температуры уходящих газов, рода сжигаемого топлива и способа сжигания его может изменяться в очень широких пределах: от 75–80 до 91–93%. Первые цифры относятся к котельным агрегатам небольшой производительности, в которых сжигается твердое топливо в слоевых топках, вторые — к крупным котельным агрегатам с факельным сжиганием топлива. Наиболее высокими оказываются величины q_1 для котельных агрегатов, работающих на жидком и газообразном топливе.

Потеря тепла с уходящими газами определяется как разность энтальпий продуктов сгорания, уходящих из котельного агрегата, и холодного воздуха, поступающего в агрегат.

Таким образом, при сжигании твердого топлива

$$q_2 = \frac{(i_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} i_{\text{x.в}}^0)(100 - q_4)}{Q_{\text{р}}^{\text{р}}}, \quad \% \quad (5-14)$$

где i_{yx} — энтальпия уходящих газов при коэффициенте избытка воздуха за агрегатом α_{yx} и температуре уходящих газов θ_{yx} , ккал/кг ;

$i_{\text{x.в}}^0$ — энтальпия воздуха, теоретически необходимого для горения, при температуре, с которой он поступает в котельный агрегат, ккал/кг .

Множитель $100 - q_4$ вводится в формулу в связи с тем, что энтальпии дымовых газов и воздуха, необходимого для горения, определяются для 1 кг действительно сожженного топлива, а не для 1 кг топлива, поступившего в топку.

При сжигании жидкого и газообразного топлива

$$q_2 = \frac{i_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} i_{\text{x.в}}^0}{Q_{\text{р}}^{\text{р}}} \cdot 100, \quad \% \quad (5-15)$$

Величина i_{yx} в формулах (5-14) и (5-15) пропорциональна величинам α_{yx} и θ_{yx} и поэтому q_2 увеличивается с ростом последних. В современных котельных агрегатах величина q_2 составляет 6–8% при сжигании газообразного, жидкого и пылевидного топлив в крупных котлах и 10–15% при сжигании в слое твердого топлива в малых котлах.

Для ориентировочных подсчетов величины потери тепла с отходящими газами С. В. Татищев предложил упрощенную формулу:

$$q_2 \approx \left(m + n \alpha_{yx} \frac{100 - q_4}{100} \right) \frac{\theta_{yx} - t_{x.в.}}{100}, \quad \%, \quad (5-16)$$

где m и n — постоянные величины, значения которых для различных видов топлива составляют:

	m	n
Антрацит	0,2	3,65
Каменные угли, $W_r \approx 30 \div 45\%$	0,4	3,55
Бурые угли, $W_r \approx 20\%$; $A^c \approx 30\%$	0,6	3,60
Бурые угли, $W_r \approx 30 \div 40\%$; $A^c \approx 35\%$	1,0	3,90
Торф, $W_r \approx 45\%$	1,7	3,90
Торф, $W_r \approx 55\%$	1,8	4,20
Дрова, $W_r \approx 40\%$	1,4	3,80
Мазут (механические и ротационные форсунки)	0,5	3,45
Природный газ	0,9	3,25

Величину потери тепла от химической неполноты сгорания и в эксплуатации и при тепловых испытаниях котельных агрегатов подсчитывают по содержанию в дымовых газах продуктов неполного сгорания CO , H_2 , CH_4 , C_mH_n , определенному на основе химического анализа дымовых газов. При проектировании значением потери от химической неполноты сгорания задаются, руководствуясь нормами теплового расчета котельных агрегатов.

Величину потери тепла от механической неполноты сгорания в эксплуатации и при тепловых испытаниях котельных агрегатов определяют по содержанию горючих веществ в шлаке и золе. При проектировании величиной этой потери задаются, так же как и значением потери от химической неполноты сгорания, по рекомендациям норм теплового расчета котельных агрегатов.

Потерю тепла от наружного охлаждения котельного агрегата определяют по диаграмме, составленной на основании обработки многочисленных опытных данных (рис. 5-1). Величина потери от наружного охлаждения котельного агрегата неуклонно снижается с повышением паропроизводительности агрегата. Если для котлов паропроизводительностью 2,5—4 m^3/h величина q_6 составляет 3—3,5%, то для котлов большой паропроизводительности она снижается до долей процента.

Потерю с физическим теплом шлака определяют по формуле

$$q_{в.шл} = \frac{M_{шл} c_{шл} t_{шл}}{Q_p^p} \cdot 100 \approx \frac{a_{шл} c_{шл} t_{шл} A_p}{Q_p^p} \cdot 100, \quad \%, \quad (5-17)$$

где $M_{шл}$ — количество шлака, $кг/кг$;

$a_{шл}$ — доля золы топлива в шлаке;

$c_{шл}$ — теплоемкость шлака, $ккал/кг \cdot град$;

$t_{шл}$ — температура шлака, $^{\circ}C$.

Потерю с физическим теплом шлака учитывают при слоевом сжигании твердого топлива и в тех случаях факельного и вихревого сжигания, когда

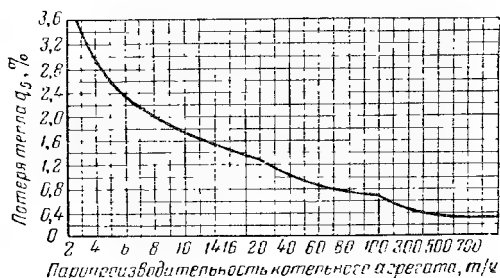


Рис. 5-1. Зависимость величины потери тепла на наружное охлаждение котельного агрегата от его паропроизводительности.

шлак удаляют в жидком виде или когда сжигается многотопливное топливо, для которого $A_p \gg \frac{Q_p^p}{100}, \%$. Температуру шлака при удалении его в твердом состоянии принимают равной 600°C , а при жидком шлакоудалении — равной температуре жидкоплавкого состояния, увеличенной на 100°C . Средняя теплоемкость шлака с повышением температуры от 100 до 1500°C возрастает приблизительно с $0,2$ до $0,3 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$.

5.3. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Отношение величины использованного в котельном агрегате тепла к величине располагаемого тепла топлива представляет собой коэффициент полезного действия котельного агрегата (к. п. д.) брутто;

$$\eta_{\text{к. а}}^{\text{бр}} = \frac{Q_1}{Q_p^p} = \frac{q_1}{100} = \frac{100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6_{\text{пл}} + q_6_{\text{окл}})}{100}. \quad (5-18)$$

Пользуясь понятием к. п. д. котельного агрегата брутто, можно вывести уравнение теплового баланса, отнесенное к 1 ч работы котельного агрегата, в виде:

$$BQ_p^p = \frac{DQ_{\text{к. а}}}{\eta_{\text{к. а}}^{\text{бр}}}. \quad (5-19)$$

Это уравнение обычно используют для определения часового расхода топлива котельным агрегатом по известной величине к. п. д. агрегата брутто либо для определения к. п. д. котельного агрегата брутто по известному часовому расходу топлива.

Часть энергии, содержащейся в паре, который произведен в котельном агрегате, после превращения ее в электрическую энергию расходуется на приведение в движение вспомогательных механизмов котельного агрегата — дутьевых вентиляторов, дымососов, питательных насосов, механизмов пылеприготовительного устройства. Кроме того, часть пара, произведенного в котельном агрегате, непосредственно расходуется на его собственные нужды, как, например, на обдувку поверхностей нагрева и пр. Поэтому с учетом этих расходов электроэнергии и пара вводят понятие к. п. д. котельного агрегата нетто, выражаемого формулой

$$\eta_{\text{к. а}}^{\text{нт}} = \eta_{\text{к. а}}^{\text{бр}} \left(1 - \frac{Q_{\text{с. н}}^{\text{эл}} + Q_{\text{с. н}}^{\text{п}}}{Q_{\text{к. а}}} \right), \quad (5-20)$$

где $Q_{\text{с. н}}^{\text{эл}}$ — количество тепла, содержащегося в паре, затраченном на выработку того количества электроэнергии, которое израсходовано на приведение в движение вспомогательных механизмов котельной установки, ккал/ч ;

$Q_{\text{с. н}}^{\text{п}}$ — количество тепла, содержащегося в паре, представляющем собой непосредственно собственный расход котельного агрегата, ккал/ч .

Так как при сжигании твердого топлива имеется потеря тепла от механической неполноты сгорания, то в тепловом расчете котельных агрегатов, предназначенных для работы на твердом топливе, введено понятие о расчетном часовом расходе топлива

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right). \quad (5-21)$$

При тепловом расчете котельного агрегата большое значение имеет также величина коэффициента сохранения тепла

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100}. \quad (5-22)$$

ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Глава шестая

КЛАССИФИКАЦИЯ МЕТОДОВ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА

Топочным устройством или топкой называют часть котельного агрегата, которая предназначена для сжигания топлива с целью получения заключенного в нем тепла. Вместе с тем топка является теплообменным устройством, в котором поверхностям нагрева отдается излучением часть тепла, выделившегося при горении топлива. Наконец, в случае сжигания твердого топлива топка в известной мере служит сепарационным устройством, поскольку в ней выпадает некоторая часть золы топлива. Таким образом, в топочном устройстве происходят одновременно три процесса: горение топлива, теплоотдача излучением и улавливание некоторой части очаговых остатков (при сжигании твердого топлива).

В настоящее время существует три основных способа сжигания топлива: в слое, факеле и вихре (циклоне).

Сжигание топлива в слое исторически является самым ранним. В слое можно сжигать только твердое кусковое топливо, как-то: бурые и каменные угли, кусковой торф, горючие сланцы, древесину. Топливо, подлежащее сжиганию, загружают на колосниковую решетку, на которой оно лежит плотным слоем. Горение топлива происходит в струе воздуха, пронизывающего этот слой, обычно снизу вверх.

Топки для сжигания топлива в слое разделяют на три класса, а именно (рис. 6-1):

- а) топки с неподвижной колосниковой решеткой и неподвижно лежащим на ней слоем топлива;
- б) топки с движущейся колосниковой решеткой, перемещающей лежащий на ней слой топлива;
- в) топки с неподвижной колосниковой решеткой и перемещающимся по ней слоем топлива.

Наиболее простой и даже примитивной топкой с неподвижной колосниковой решеткой и неподвижным слоем топлива является ручная горизонтальная колосниковая решетка (рис. 6-1, а). На этой решетке можно сжигать все виды твердого топлива, но необходимость ручного обслуживания ограничивает область применения ее котлами очень малой паропроизводительности (до 1—2 m^4).

Для слоевого сжигания топлива под котлами большей паропроизводительности осуществляют механизацию обслуживания топки и прежде всего подачи в нее свежего топлива.

В топках с неподвижной решеткой и неподвижным слоем топлива механизация загрузки осуществляется применением засыпателей 1, которые непрерывно механически загружают свежее топливо и разбрасывают его по поверхности колосниковой решетки 2 (рис. 6-1, б). В этих топках можно сжигать каменные и бурые угли, а иногда и антрацит под котлами паропроизводительностью до 6,5—10 m^4 .

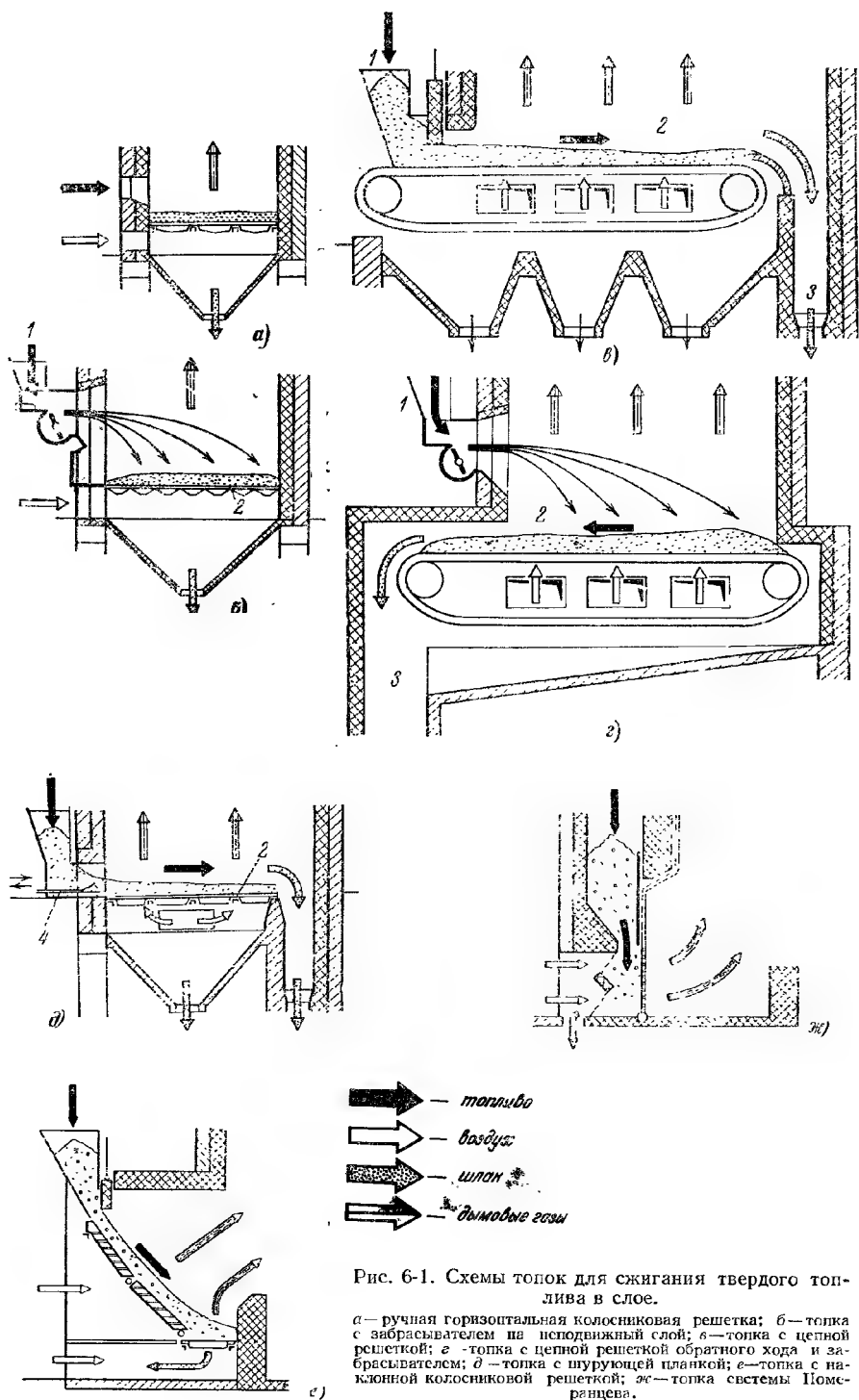


Рис. 6-1. Схемы топок для сжигания твердого топлива в слое.

а — ручная горизонтальная колосниковая решетка; б — топка с забрасывателем на неподвижный слой; в — топка с цепной решеткой; г — топка с цепной решеткой обратного хода и забрасывателем; д — топка с вращающейся планкой; е — топка с наклонной колосниковой решеткой; ж — топка системы Поммеранцева.

К классу топок с движущейся колосниковой решеткой, перемещающей лежащий на ней слой топлива, относят топки с механической цепной решеткой (рис. 6-1, в), которые выполняют в различных модификациях. В этой топке топливо из загрузочной воронки 1 поступает самотеком на переднюю часть медленно движущегося бесконечного цепного колосникового полотна 2, которым оно подается в топку. Горящее топливо непрерывно перемещается по топке вместе с полотном решетки; при этом оно полностью сгорает, после чего образовавшийся шлак в конце решетки сыпается в шлаковый бункер 3.

Топки с цепной решеткой чувствительны к качеству топлива. Лучше всего они подходят для сжигания сортированных неспекающихся умеренно влажных и умеренно зольных углей с относительно высокой температурой плавления золы и выходом летучих 10—25% на горючую массу. В этих топках можно также сжигать сортированный антрацит. Для работы на спекающихся углях, а также углях с легкоплавкой золой топки с цепной решеткой непригодны.

Топки с цепной решеткой можно устанавливать под котлами паропроизводительностью от 4—5 до 120—150 m^3 , но в СССР их устанавливают под котлами паропроизводительностью 10—20 m^3 , а иногда, главным образом при сжигании антрацита, и под котлами паропроизводительностью до 35 m^3 .

Другим типом топки рассматриваемого класса являются топки с цепной решеткой обратного хода и забрасывателем (рис. 6-1, г). В этих топках колосниковое полотно решетки 2 движется в обратном направлении, т. е. от задней стенки топки к передней. На фронтальной стенке топки размещены забрасыватели 1, непрерывно подающие топливо на полотно; выгоревший шлак сыпается с решетки в шлаковый бункер 3, размещенный под передней частью топки. Топки с цепной решеткой обратного хода значительно менее чувствительны к качеству топлива, чем топки с решеткой прямого хода; их применяют для сжигания как сортированных, так и несортированных каменных и бурых углей под котлами паропроизводительностью 10—25 m^3 и выше.

Топки с неподвижной колосниковой решеткой и перемещающимся по ней слоем топлива основаны на различных принципах организации процессов движения и горения топлива. В топках с шурьюющей планкой (рис. 6-1, д) топливо перемещается вдоль неподвижной горизонтальной колосниковой решетки 2 специальной планкой особой формы 4, движущейся возвратно-поступательно по колосниковому полотну. Применяют их для сжигания бурых углей под котлами паропроизводительностью до 6,5 m^3 .

В топках с наклонной колосниковой решеткой (рис. 6-1, е) и скоростных топках системы В. В. Померанцева (рис. 6-1, ж) свежее топливо, поступившее в топку сверху, по мере сгорания сползает под действием силы тяжести в нижнюю часть топки, открывая тем самым возможность для поступления в топку новых порций свежего топлива. Эти топки применяют для сжигания древесных отходов под котлами паропроизводительностью от 2,5 m^3 , а шахтные топки, кроме того, для сжигания кускового торфа под котлами паропроизводительностью до 6,5 m^3 .

Факельные топки появились в энергетических установках в конце первой мировой войны, когда резкое повышение энерговооруженности труда потребовало большого количества электроэнергии и форсированного развития электрификации. Возрастание мощности электростанций привело к росту единичной мощности турбоагрегатов, за которым, однако, не мог поспеть рост единичной мощности котельных агрегатов из-за отсутствия достаточно мощных слоевых топок. Кроме того, быстрый рост потребления топлива в военные годы привел к необходимости использовать в энергетике топливо пониженного качества. Это вызывало дополнительные затруднения, так как существовавшие в то время конструкции слоевых топок плохо справлялись с сжиганием топлива пониженного качества. В результате увеличение

производительности котельных агрегатов лимитировалось отсутствием пригодных для этого конструкций топочных устройств.

Выход был найден в организации сжигания твердого топлива в пылевидном состоянии в факельном процессе. Применением этого способа сжигания топлива были сняты ограничения в увеличении единичной паропроизводительности котельных агрегатов, а также открыты возможности сжигания с высокой надежностью и экономичностью самых низкосортных видов топлива. Сжигание твердого топлива в пылевидном состоянии приобрело в годы после первой мировой войны широкое распространение. С начала 30-х годов подавляющее большинство котельных агрегатов средней и большой паропроизводительности (25—30 m^3 и выше), предна-

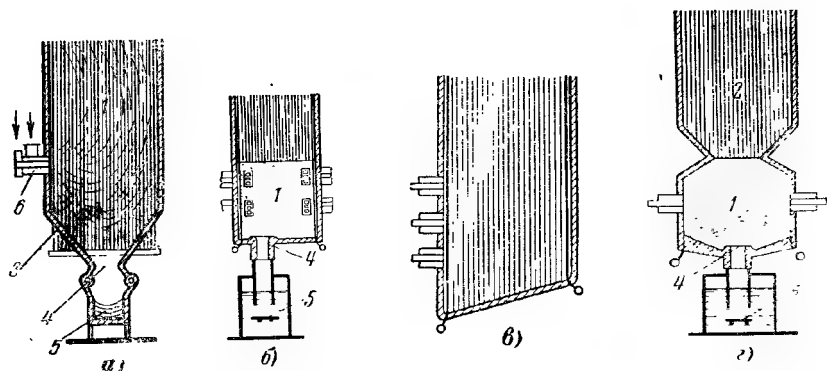


Рис. 6-2. Схемы факельных топок.

а—топка для пылевидного топлива с твердым шлакоудалением; б—однокамерная топка для пылевидного топлива с жидким шлакоудалением; в—факельная топка для сжигания жидкого и газообразного топлива; г—топка с полукотловой топкой камерой для сжигания пылевидного топлива с жидким шлакоудалением.

значенных для сжигания твердого топлива, стали выполнять с пылеугольными топками, а слоевое сжигание топлива сохранилось в основном только для котлов паропроизводительностью до 15—20 m^3 .

В факельном процессе можно сжигать топливо твердое, жидкое и газообразное. При этом газообразное топливо не требует какой-либо предварительной подготовки; твердое топливо должно быть предварительно размолото в тонкий порошок в особых пылеприготовительных устройствах, основной частью которых являются углеразмельняющие мельницы, а жидкое топливо должно быть распылено на очень мелкие капли в форсунках.

Сжигание в факельном процессе каждого из трех видов топлива имеет свои конкретные особенности, но общие принципы факельного способа сжигания остаются одинаковыми для всякого топлива.

Факельная топка (рис. 6-2) представляет собой прямоугольную камеру 1, выполненную из огнеупорного кирпича, в которую через горелки б вводят в тесном контакте топливо и воздух, необходимый для его горения, — топливо-воздушную смесь. Эта смесь воспламеняется и сгорает в образовавшемся факеле. Газообразные продукты сгорания покидают топку через верхнюю часть ее. При сжигании твердого пылевидного топлива с этими продуктами сгорания в газоходы котла уносится и значительная часть золы топлива; остальное количество ее выпадает в нижнюю часть топки в виде шлака.

Стены топочной камеры изнутри покрывают системой охлаждаемых водой труб — топочными водяными экранами. Эти экраны имеют назначение предохранить кладку топочной камеры от износа и разрушения под действием высокой температуры факела и расплавленных шлаков, но в еще большей степени они представляют собой очень эффективную поверхность нагрева, воспринимающую большое количество тепла, излучаемого факелом.

Тем самым топочные экраны становятся очень действенным средством охлаждения дымовых газов в топочной камере.

Факельные топки для пылевидного топлива разделяют на два класса по способу удаления шлака: а) топки с удалением шлака в твердом состоянии и б) топки с жидким шлакоудалением.

Камера 1 топки с удалением шлака в твердом состоянии (рис. 6-2, а) ограничена снизу шлаковой воронкой 3, стенки которой защищены экранными трубами. Эта воронка получила название «холодной». Капли шлака, выпадающие из факела, падают в эту воронку и, так как температура среды в ней относительно низка, затвердевают, гранулируясь в отдельные зерна. Из холодной воронки гранулы шлака через горловину 4 попадают в шлакоприемное устройство 5, из которого они специальным механизмом подаются в систему шлакозолоудаления.

Камера 1 топки с жидким шлакоудалением (рис. 6-2, б) ограничена снизу горизонтальными или слегка наклонным подом, вблизи которого путем тепловой изоляции нижней части топочных экранов поддерживают температуру, превышающую температуру плавления золы. В результате шлак, выпавший из факела на этот под, остается в расплавленном состоянии и вытекает из топки через лоток 4 в шлакоприемную ванну 5, наполненную водой, где, затвердевая, растрескивается на мелкие стекловидные частицы.

Топки с жидким шлакоудалением разделяют на две группы: однокамерные (рис. 6-2, б) и двухкамерные. В последних топочная камера разделена на две: камеру горения, в которой происходит горение топлива, и камеру охлаждения, в которой происходит охлаждение продуктов сгорания. Экраны камеры горения покрывают тепловой изоляцией. Для того чтобы максимально повысить температуру горения с целью более надежного получения жидкого шлака, экраны камеры охлаждения оставляют открытыми, с тем чтобы они могли более эффективно снизить температуру продуктов сгорания.

Факельные топки для жидкого и газообразного топлива (рис. 6-2, в) выполняют с горизонтальным или слегка наклонным подом, который часто не экранят.

В очень крупных котельных агрегатах наряду с топочными камерами призматической формы выполняют так называемые полуоткрытые камеры, которые имеют особый пережим, разделяющий топку на две камеры: горения 1 и охлаждения 2. Полуоткрытые камеры выполняют для сжигания как пылевидного (рис. 6-2, г), так и жидкого и газообразного топлива.

Факельные топки можно также классифицировать по типу горелок, которые бывают прямоточными и завихрывающими, и по расположению горелок в топочной камере, которые могут размещаться на передней и боковых стенках ее и по углам топочной камеры. В очень крупных котельных агрегатах возможно также встречное размещение горелок на передней и задней стенках топки.

В вихревых, или, иначе, циклонных, топках, которые появились после второй мировой войны, можно сжигать твердое топливо с относительно высоким содержанием летучих, измельченное до пылевидного состояния или до размеров зерна 4—6 мм, а также (пока в порядке эксперимента) мазут.

Принцип циклонной топки заключается в том, что в горизонтальном (рис. 6-3, а) или вертикальном (рис. 6-3, б) цилиндрическом предтопке 1 относительно небольшого диаметра создается газо-воздушный вихрь, в котором частицы горящего топлива многократно обращаются до тех пор, пока они не сгорают почти полностью. Продукты сгорания из предтопков при сжигании твердого топлива поступают в камеру дожига 2, а из нее — в камеру охлаждения 3 и далее в газоходы котельного агрегата. Шлак из предтопков удаляется в жидком виде через лотки 5, причем для увеличения количества уловленного шлака между камерой дожига и камерой охлаж-

дения или между циклонными предтопками и камерой дожигания устанавливают шлакоулавливающий пучок труб 4. При сжигании мазута, а иногда и твердого топлива камеры дожигания не делают и продукты сгорания выводят непосредственно из предтопков в камеру охлаждения.

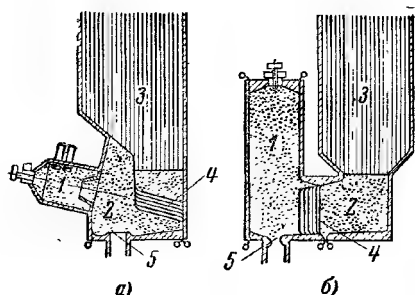


Рис. 6-3. Схемы циклонных топок.

а — топка с горизонтальными циклонными предтопками; б — топка с вертикальными циклонными предтопками.

Область применения циклонных топок — котельные агрегаты относительно высокой производительности.

Факельные и циклонные топки часто объединяют в общий класс камерных топок.

Кроме перечисленных выше трех основных способов сжигания топлива, существуют еще некоторые промежуточные способы. К ним можно отнести, например, факельно-слоевые топки, в которых угольная мелочь сжигается во взвешенном состоянии, а крупные куски — в слое, и топки с «кипящим» слоем,

Таблица 6-1

Топливо	Паропроизводительность котла, т/ч							
	2,5	4	6,5	10	15	20	25	35 и выше
Антрацит	Топки с забрасывателем на неподвижный слой (для АС и АМ)			Топка с цепной решеткой прямого хода (для АС и АМ)			Пылеугольная топка с шаровыми барабанными мельницами	
Тощие угли	Топка с забрасывателем на неподвижный слой (только для слабоспекающегося угля)			Топка с цепной решеткой обратного хода и забрасывателем			То же	
Каменные угли	Топка с забрасывателем на неподвижный слой			То же			Пылеугольная топка (мельницы — по свойствам угля)	
Бурые угли ($W^{пр} \leq 17$)	То же Топка с шурующей планкой			То же			Пылеугольная топка с молотковыми мельницами	
Бурые угли ($W^{пр} > 17$)	Факельно-слоевая топка С. В. Татищева						Пылеугольная топка с мелющим вентилятором	
Торф кусковой	Шахтная топка			Топка с цепной решеткой прямого хода и предтопком Т. Ф. Макарьева				
Торф фрезерный	Пневматическая топка А. А. Шершнева				—		Топка для пылевидного топлива с молотковыми мельницами	
	Факельно-слоевая топка С. В. Татищева							
Древесные отходы	Топка ЦКТИ (В. В. Померанцева)						—	

Мазут и газ | Факельные топки

в которых слой топлива сильно разрыхляется струей воздуха, проходящей через слой с большой скоростью.

Выбор способа сжигания топлива определяется видом и родом топлива, а также величиной паропроизводительности котельного агрегата. Рекомендации для выбора типа топки приведены в табл. 6-1, которая составлена в соответствии с указаниями норм теплового расчета котельных агрегатов, разработанных ВТИ (Всесоюзным теплотехническим институтом имени Ф. Э. Дзержинского) и ЦКТИ (Центральным котлотурбинным институтом имени И. И. Ползунова), с учетом последующего практического опыта и результатов научно-исследовательских работ.

Глава седьмая

СЛОЕВЫЕ ТОПКИ

7-1. ТОПКИ С НЕПОДВИЖНОЙ КОЛОСНИКОВОЙ РЕШЕТКОЙ И НЕПОДВИЖНЫМ СЛОЕМ ТОПЛИВА

Топка с ручной колосниковой решеткой (рис. 7-1) состоит из колосниковой решетки 4, которая делит топку на топочное пространство 3 и зольник 8. Решетка состоит из чугунных колосников, опирающихся на подколосниковые балки 6. Топливо периодически подается на решетку через загрузочные

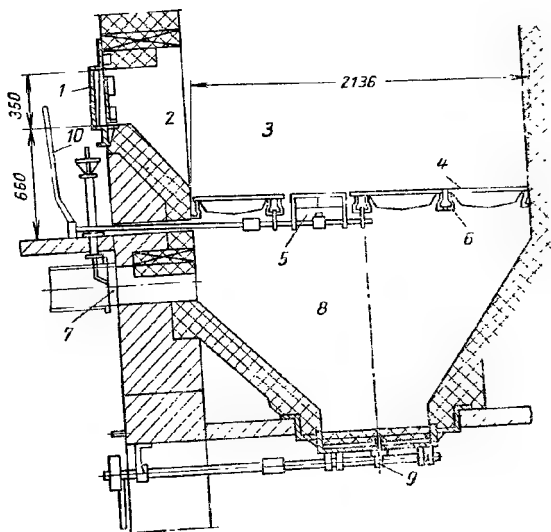


Рис. 7-1. Топка с ручной колосниковой решеткой.

отверстия 2, закрываемые дверками 1. Нижняя часть зольника закрыта шлаковым затвором 9, который открывают при спуске шлака. Воздух для горения поступает в топку вследствие разрежения, создаваемого в топочной камере, либо под давлением дутьевого вентилятора. Количество подаваемого воздуха регулируют воздушным шибером 7. Для очистки топки от шлака часть решетки выполняют в виде поворотных колосников 5. При повороте их рукояткой 10 в полотне решетки образуется отверстие, через которое удаляемый шлак сбрасывается в зольник 8.

Топки с забрасывателем имеют особое устройство, предназначенное для непрерывного механизированного заброса топлива в топку и распределения его по всей площади колосниковой решетки. Это позволяет выполнять решетки больших размеров. Различают топки: с механическими забрасывателями, при которых топливо вводится в топку ударами вращающихся плоскостей забрасывающего механизма; с пневматическими забрасывателями, при которых топливо подается в топку струей воздуха или пара и с пневмомеханическими забрасывателями, в которых объединены оба названных принципа.

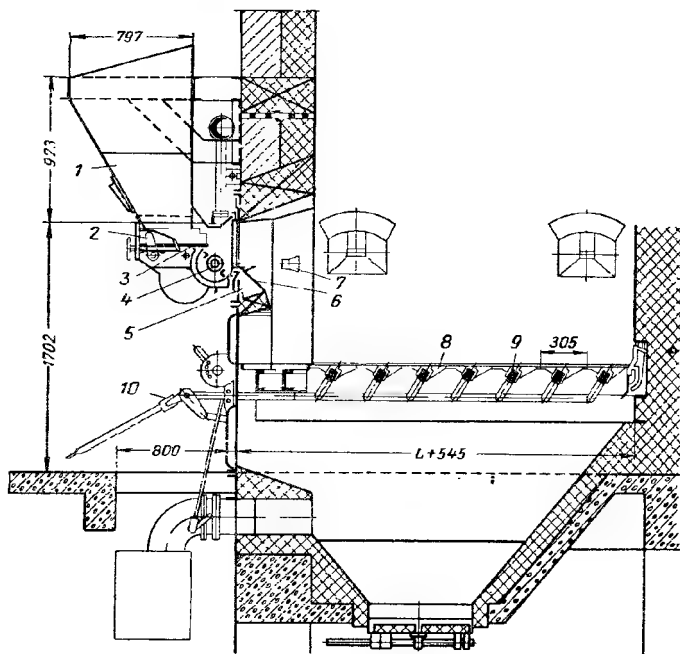


Рис. 7-2. Топка с пневмомеханическим забрасывателем типа ПМЗ и колосниковой решеткой типа РПК.

Механические и пневматические забрасыватели обладают существенным недостатком: они не обеспечивают равномерности распределения топлива по крупности кусков вдоль решетки. При механическом забрасывании крупные куски топлива относятся дальше, чем мелкие; поэтому в конце топки собирается более крупное топливо, а в начале ее — более мелкое. При пневматическом забрасывании распределение топлива по крупности вдоль решетки происходит в обратном порядке, так как крупные куски топлива выпадают из струи раньше, чем мелкие.

При рациональном совместном использовании обоих названных принципов подачи в пневмомеханических забрасывателях удастся достигнуть значительно более равномерного распределения топлива по крупности вдоль решетки.

В СССР распространены топки с пневмомеханическими забрасывателями типа ПМЗ и колосниковой решеткой типа РПК (рис. 7-2). Заброс топлива осуществляется механически лопастным ротором 4. Для того чтобы улучшить равномерность распределения топлива по поверхности решетки, в топку из чугунного короба 5 через особые сопла 6 подается дутьевым вентилятором струя воздуха. Кроме того, некоторое количество воздуха подается через боковые сопла 7. Ротор 4 (рис. 7-3) приводится во вращение от электродвигателя.

теля через клиноременный вариатор; число оборотов ротора можно изменять в пределах 400—740 в минуту.

Уголь из воронки 1 плунжером 2 сталкивается небольшими порциями на ротор и лопастями его забрасывается в топку. Равномерность распределения топлива по длине решетки достигается изменением числа оборотов ротора, положения регулирующей плиты 3 и скорости воздуха, выходящего из сопл 6. Увеличением числа оборотов ротора, отводом регулирующей плиты назад (из топки) и повышением скорости истечения воздуха можно

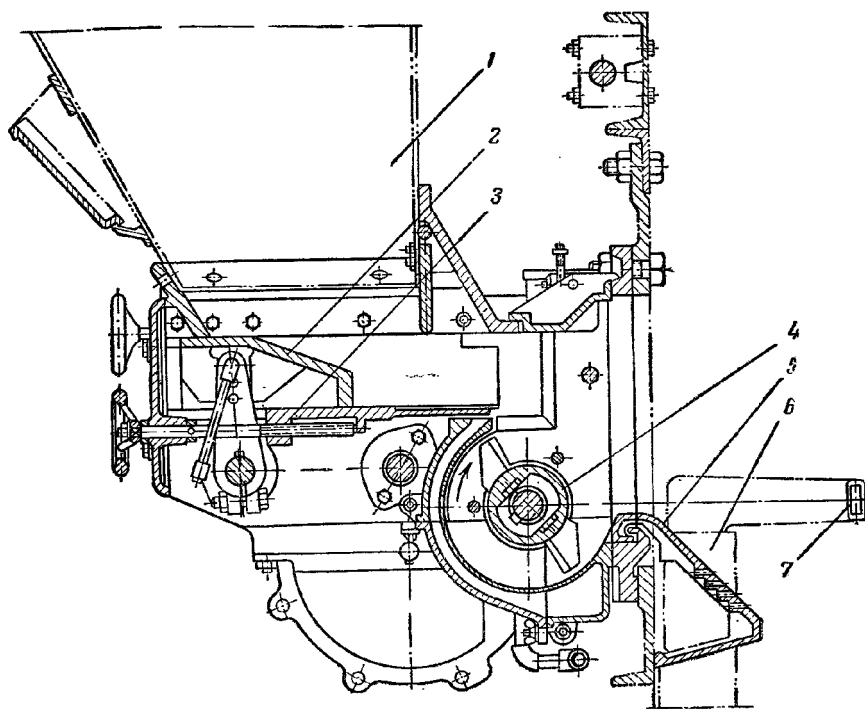


Рис. 7-3. Пневмомеханический забрасыватель типа ПМЗ. Обозначения те же, что и на рис. 7-2.

увеличить дальность заброса топлива; обратные операции уменьшают ее. Производительность забрасывателя регулируется изменением длины хода плунжера. Максимальная производительность забрасывателя типа ПМЗ при удовлетворительной сыпучести угля доходит до 3 200 кг/ч. Число забрасывателей, устанавливаемых по фронту топки, определяется шириной колосниковой решетки. Каждый забрасыватель может обслужить участок решетки шириной 900—1 100 мм. По условиям работы питателя уголь следует дробить до размера кусков 30—40 мм.

Решетка типа РПК (рис. 7-4) состоит из колосников 8, набранных в несколько рядов и насаженных на валы 9 прямоугольного сечения. При повороте валов на некоторый угол (до 30° в каждую сторону) ряды колосников наклоняются под тем же углом к горизонту и через образовавшиеся между ними просветы шлак с решетки просыпается в шлаковую воронку. Валы приводятся в действие через рычаги 12 и тягу 11 от ручного 10 или парового привода. Решетки этого типа выполняют одно-, двух-, трех- и четырехсекционными шириной от 900 до 3 600 и длиной от 915 до 3 660 мм для установки

как в топках с ручной загрузкой, так и в топках с механизированной подачей топлива.

Топки типа ПМЗ-РПК устанавливают под котлами паропроизводительностью до $6,5 \text{ т/ч}$ включительно для сжигания каменных и бурых углей с содержанием мелочи размером $0-6 \text{ мм}$ не более 60% и размером $0-3 \text{ мм}$ не более 35%, а также грохоченого антрацита марок АС и АМ. Сжигать антрацит марки АРШ не рекомендуется из-за большой потери от механической неполноты сгорания.

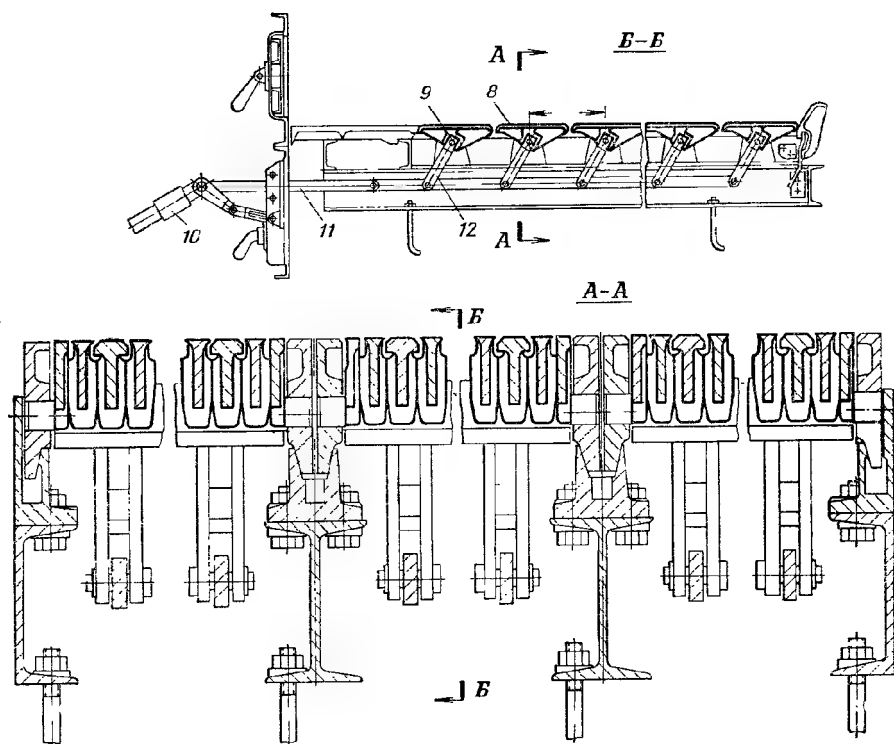


Рис. 7-4. Колосниковая решетка системы РПК. Разрез А—А выполнен в увеличенном масштабе. Обозначения 8—10 — те же, что и на рис. 7-2.

Процесс горения твердого топлива, как уже отмечалось, состоит из следующих фаз: подсушки топлива, выделения и воспламенения летучих, зажигания и горения коксовой основы топлива; по окончании последней фазы, длящейся довольно долго, остаются шлак и зола. При сжигании топлива в любой слоевой топке фазовый характер горения предопределяет протекание процесса в двух различных областях, а именно: горение коксовой основы топлива в слое, а выделившихся летучих — над слоем топлива.

Характер процессов, происходящих при горении твердого топлива в самом слое, определяется его толщиной: в слое большой толщины происходит газогенераторный процесс, в тонком слое — топочный процесс.

При горении в слое большой толщины в массе топлива, лежащего на неподвижной колосниковой решетке, образуется ряд горизонтальных зон и слоев, соответствующих фазам горения. В слое горящего топлива обычно выделяют (рис. 7-5, а): сверху — зону свежезаброшенного топлива, которое подсушивается, газифицируется и воспламеняется; в середине — три

зоны раскаленного и горящего кокса; внизу — зону остатков горящего топлива, т. е. зону шлака.

Воздух для горения, пройдя через отверстия колосниковой решетки, поступает в слой раскаленного шлака и, несколько нагревшись в нем, входит в зону горящего кокса. Здесь кислород воздуха вступает в реакцию с углеродом топлива с образованием преимущественно углекислоты и в меньшей

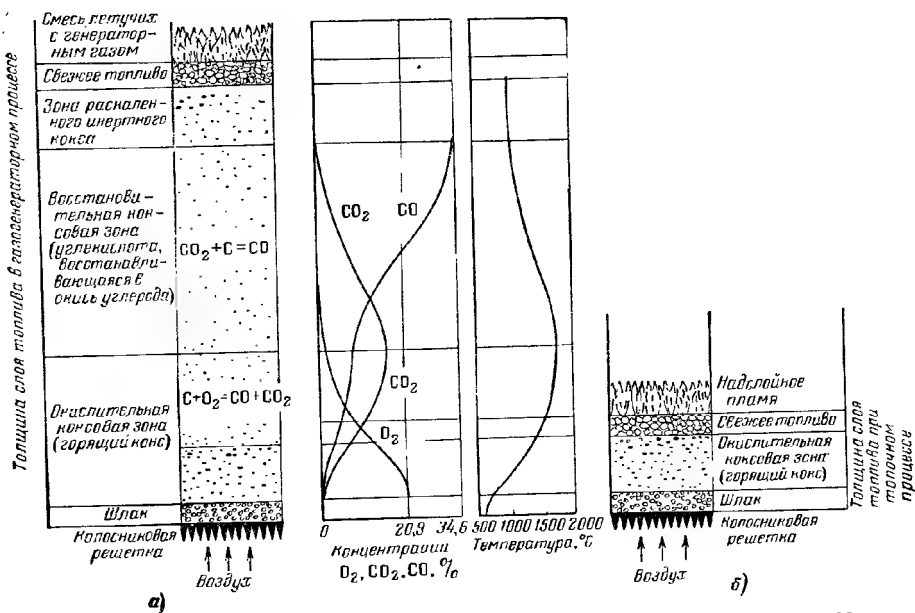


Рис. 7-5. Схема процесса горения твердого топлива в неподвижном слое.
а — газогенераторный процесс; б — топочный процесс.

степени окиси углерода по реакции (4-3). По мере продвижения воздуха в слое содержание в нем углекислоты и окиси углерода возрастает, сопровождаемая повышением температуры, а содержание кислорода уменьшается.

При газогенераторном режиме горения, когда толщина слоя топлива на решетке велика, описанный процесс доходит до полного исчезновения свободного кислорода. Содержание углекислоты возрастает до некоторого максимума, а температура повышается до $1500-1600^{\circ}\text{C}$. Поверхность, где процесс окисления заканчивается, ограничивает сверху первую коксовую зону, которую называют окислительной. Выше начинается восстановительная коксовая зона. В ней образовавшаяся в окислительной зоне углекислота в отсутствие кислорода начинает реагировать с углеродом кокса по уравнению



В результате содержание углекислоты в газах, проходящих через восстановительную зону, начинает уменьшаться при прогрессивном повышении содержания окиси углерода. При этом, поскольку реакция (7-1) протекает с поглощением тепла, в восстановительной зоне начинает снижаться и температура. Реакция заканчивается почти полным восстановлением углекислоты в окись углерода; поэтому углекислота из продуктов сгорания исчезает и поверхности этого исчезновения соответствует поверхность окончания восстановительной зоны.

Выше начинается зона инертного раскаленного кокса, через которую проходит смесь газов, состоящая из 34,6% окиси углерода и 65,4% азота,

т. е. теоретический воздушный генераторный горючий газ. В этой зоне реакций между газообразными продуктами и углеродом кокса не происходит, а имеет место только теплообмен между ними, в результате которого кокс приобретает температуру газообразных продуктов.

Над зоной раскаленного кокса находится слой свежезагруженного топлива, в котором происходит подсушка и газификация вследствие использования физического тепла генераторного газа. В результате к генераторному газу присоединяются летучие вещества топлива и испаренная влага. Образовавшаяся смесь, в которой отсутствует кислород, выходит в надслойное пространство, вынося некоторое количество топливной мелочи и пыли. Эта смесь и представляет собой действительный воздушный генераторный газ.

Высота окислительной зоны равна двух-трехкратной величине обладающего размера кусков топлива, лежащего на решетке, будучи тем меньше, чем богаче летучими топливо. Высота восстановительной зоны зависит от рода топлива; например, для антрацита она в 3—4 раза больше высоты окислительной зоны, а для подмосковного угля приблизительно равна ей. Зона раскаленного кокса не имеет определенной высоты; последняя определяется общей высотой слоя топлива, лежащего на решетке.

При топочном процессе (рис. 7-5, б) воздух, проходящий через слой топлива, лежащего на решетке, должен обеспечить как полное сжигание кокса в слое, так и полное сжигание летучих в топочном пространстве. Поэтому в смеси газообразных продуктов сгорания и воздуха, прошедших слой горящего кокса и вышедших в надслойное пространство, должно содержаться достаточное количество кислорода для полного сжигания летучих. Этого достигают тем, что ведут процесс горения таким образом, чтобы верхняя (инертная) и средняя (восстановительная) коксовые зоны отсутствовали, а нижняя, окислительная, коксовая зона не имела полной высоты; другими словами, процесс горения ведут, стремясь иметь на решетке тонкий слой топлива. Толщину его с учетом толщины слоя шлака поддерживают в пределах 40—70 мм при сжигании бурых углей и до 100—120 мм при сжигании антрацита.

При топочном процессе в неподвижном слое топливо, загруженное на решетку, загорается в основном под действием тепла, отдаваемого нижележащим слоем раскаленного горящего топлива. Такое загорание называют *нижним*. Оно очень эффективно, так как происходит в результате совместного действия тепла, передаваемого теплопроводностью от горящего топлива, и тепла, передаваемого конвекцией от нагретых газообразных продуктов сгорания, проходящих из коксовой зоны в топочное пространство. Наряду с этим загруженное топливо загорается и сверху под действием тепла, излучаемого пламенем горящих в топочном пространстве летучих веществ. Такое загорание называют *верхним*. Оно значительно менее эффективно, чем нижнее, так как в этом случае топливо загорается только под действием тепла, передаваемого теплопроводностью от верхних слоев к нижним.

Таким образом, в топках с неподвижным слоем топливо загорается как сверху, так и снизу; эти благоприятные условия загорания определяют возможность эффективно сжигать в этих топках топливо с высокой влажностью.

Шлаковый слой на процесс горения заметного влияния не оказывает, но толщина его имеет большое значение для обеспечения нормальной работы колосниковой решетки. Шлаковый слой надлежащей толщины предохраняет колосники от разрушающего действия высокой температуры, развивающейся в слое горящего кокса, а при сжигании топлива с легкоплавкой золой предотвращает покрытие решетки не успевшим остыть расплавленным шлаком. При недостаточной толщине шлакового слоя расплавленная минеральная часть топлива затвердевает у самой поверхности решетки, образуя плотную шлаковую корку, закрывающую отверстия. Вследствие этого прекращается проход воздуха через решетку, что приводит к прекращению

горения топлива. В шлаке, провалившемся в зольник, остается некоторое количество невыгоревшего углерода топлива, наличие которого обуславливает потерю тепла от механической неполноты сгорания шлака $q_4^{\text{шл}}$, составляющую часть общей потери от механической неполноты сгорания.

Вынесенные в топочное пространство частицы топливной мелочи и пыли при достаточном количестве кислорода также сгорают здесь почти полностью, и, таким образом, из топки выносятся только частицы золы (летучая зола), содержащие некоторое количество невыгоревшего углерода, который обуславливает потерю тепла от механической неполноты сгорания уноса $q_4^{\text{ун}}$, также составляющую часть общей потери тепла от механической неполноты сгорания.

7.2. ТОПКИ С ДВИЖУЩЕЙСЯ КОЛОСНИКОВОЙ РЕШЕТКОЙ

Топка с цепной решеткой прямого хода (рис. 7-6) представляет собой собранное из фасонных колосников бесконечное полотно 3, которое монтируется на специальной конструкции цепях, надеваемых на два зубчатых колеса (звездочки) 4, посаженные на валы, укрепленные в раме решетки. Колосниковое полотно движется от передней стенки топки к ее

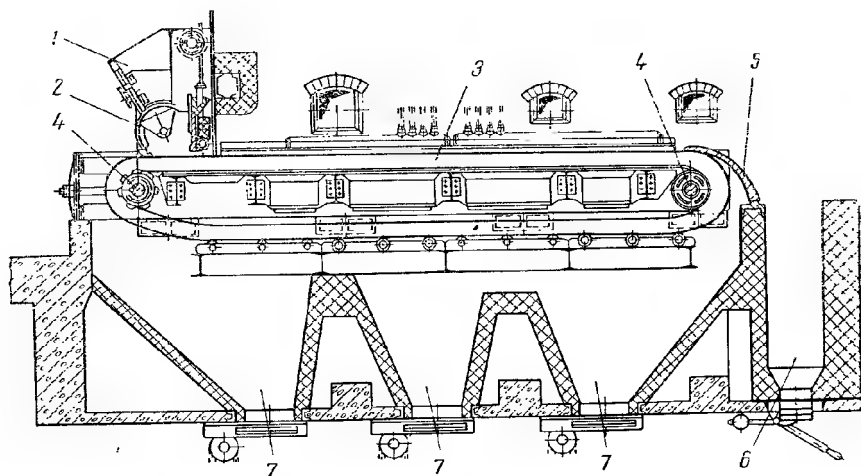


Рис. 7-6. Цепная решетка типа ЦЦР.

задней стенке со скоростью, которую можно изменять в пределах 2—20 м/ч. Решетка приводится в движение электродвигателем небольшой мощности (0,1—0,15 квт на 1 м² поверхности решетки) через редуктор, коробку скорости и передний вал.

Топливо из бункера подается по загрузочному рукаву в приемную воронку 1, которая размещается у фронта решетки. Из приемной воронки топливо под действием силы тяжести поступает на колосниковое полотно; толщину слоя топлива на решетке регулируют шибером 2. Перемещаясь вместе с полотном, топливо проходит все стадии горения, так что в конечном счете на решетке остается только шлак, который при огибании полотном цепной решетки задней звездочки ссыпается в шлаковый бункер 6. Для замедления схода слоя шлака с целью улучшения его выжига в конце решетки устанавливают шлакосниматель или шлаковый подпор 5.

У современных цепных решеток колосники выполняют беспровальными, т. е. такой формы, которая должна исключать провал мелкого топлива и шлака через решетку. Тем не менее некоторое количество мелкого топлива

и мелкой золы проваливается через колосники и накапливается в золовых бункерах 7, откуда провал периодически удаляют.

В СССР изготавливают цепные решетки типа ЧЦР, у которых колосниковое полотно выполнено из колосников чешуйчатой формы с живым сечением для прохода воздуха, равным 7—8% активной площади решетки (рис. 7-7, а). Скорость движения полотна регулируется в пределах 2,0—14,4 м/сек. Решетки выпускают 13 типоразмеров от 1 590 × 5 600 до 4 550 × 8 000 мм; предназначают их для сжигания грохоченого антрацита марок АС и АМ под котлами паропроизводительностью 10—20 т/ч.

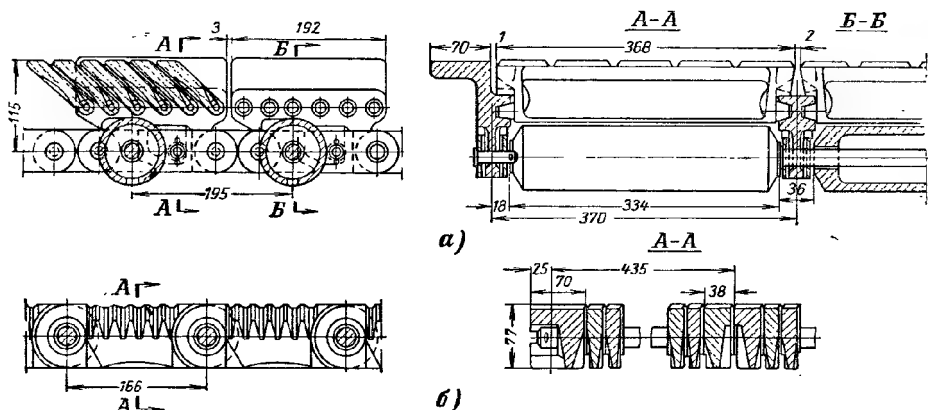


Рис. 7-7. Типы колосников цепной решетки.

а — чешуйчатые колосники решетки типа ЧЦР; б — лепточные колосники решетки типа ЛЦР.

Процесс горения в топке с цепной решеткой, так же как и в топке с неподвижной решеткой, происходит в двух различных областях: кокса — в слое и летучих — в топочном пространстве. Фазы горения в результате перемещения топлива вместе с решеткой развиваются в основном по длине последней, создавая очень сложную картину горения (рис. 7-8). Топливо из приемной воронки поступает на холодное полотно решетки и начинает прогреваться сверху теплом, излучаемым пламенем и неэкранированной частью обмуровки топки. Это тепло передается нижележащим слоям топлива теплопроводностью, так что последнее прогревается в направлении сверху вниз. Другими словами, в топке с цепной решеткой имеет место только малоэффективное верхнее зажигание.

В начале решетки топливо прогревается медленно, однако после того как на поверхности слоя под влиянием теплового излучения топливо загорелось, прогрев слоя ускоряется и на некотором расстоянии от места поступления топлива в топку газификация и горение распространяются на всю толщину слоя. С того места на поверхности слоя, где заканчивается выделение летучих, начинается зона горения кокса, которая постепенно углубляется и приблизительно в конце передней половины решетки доходит до колосникового полотна.

На задней половине решетки развивается гетерогенный процесс горения углерода кокса. Так как толщина слоя топлива на решетке доходит до 300—350 мм и более, в слое горящего кокса возникает окислительная и восстановительная зоны. По мере продвижения кокса в направлении к концу решетки слой его постепенно уменьшается и на решетке образуется все утолщающийся слой шлака. Одновременно вследствие озолоения кокса в восстановительной зоне с поверхности слоя топлива образуется второй, также утолщающийся слой шлака. На некотором расстоянии от конца

решетки исчезает восстановительная зона, заканчивается горение кокса, и решетка оказывается покрытой сплошным слоем шлака.

Описанная картина в чистом виде возможна только при горении совершенно однородного по структуре топлива. При сжигании топлива, состоящего из кусков различных размеров, зоны горения налагаются одна на другую, так как мелкие куски сгорают быстрее крупных. Особенно резко это проявляется при сжигании рядового топлива, когда крупные куски часто даже не успевают полностью сгореть, за время нахождения их в топке и, попадая в шлаковую воронку, еще содержат значительное количество углерода, что приводит к повышению потери тепла от механической неполноты сгорания. Следовательно, топливо тем больше подходит для сжигания на цепной решетке, чем оно однороднее.

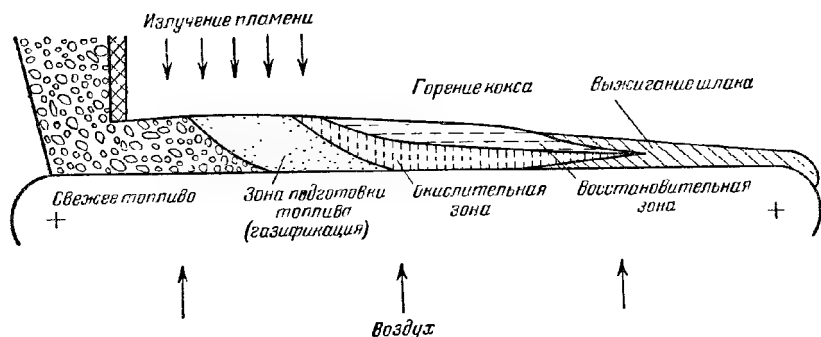


Рис. 7-8. Схема развития стадий горения топлива на цепной колосниковой решетке.

Выделение тепла вдоль цепной решетки изменяется в соответствии с развитием стадий горения. В начале решетки, где топливо прогревается, оно поглощает тепло. Выделение тепла начинается только там, где возникает горение. Вначале оно незначительно, но по мере развития процесса горения выделение тепла возрастает до максимума (приблизительно в начале второй половины решетки, где происходит наиболее интенсивное горение кокса). Далее по мере выгорания кокса выделение тепла начинает уменьшаться, снижаясь до минимума в зоне выжигания шлака, в которой догорают крупные куски топлива.

В соответствии с развитием процесса горения вдоль решетки изменяется и потребность в воздухе. На начальной стадии, когда топливо прогревается и подсушивается, воздуха для горения не требуется; здесь полезен только предварительно подогретый воздух для подсушки топлива. Потребность в воздухе возникает в зоне газификации, она увеличивается по мере развития процесса горения и достигает до максимума там, где горение развивается полностью. Далее по мере выгорания кокса потребность в воздухе уменьшается и достигает до минимума в зоне выжигания шлака. Распределение потребности в воздухе для горения по длине решетки имеет тот же характер, что и выделение тепла.

В действительности поступление воздуха вдоль цепной решетки существенно отличается от указанного, так как оно определяется аэродинамическим сопротивлением слоя топлива, лежащего на решетке. Это сопротивление уменьшается по мере выгорания топлива и уменьшения толщины слоя вдоль решетки. Вследствие этого фактического поступления воздуха в слой топлива, оставаясь относительно равномерным по длине первой половины решетки, начинает заметно возрастать во второй ее половине. В результате в начале решетки проходит много воздуха, не требующегося для горения, средняя часть ее работает со значительным недостатком воздуха, а в конце решетки догорание протекает при большом избытке его. Это несоответствие

ухудшает условия горения кокса и особенно горения летучих в топочном пространстве. Летучие, вступая в топочное пространство отдельным от воздуха потоком, не успевают с ним перемешаться и полностью сгореть, вследствие чего повышается потеря тепла от химической неполноты сгорания. Для приведения в соответствие количеств воздуха, потребного для горения и фактически поступающего, подачу его секционируют по длине решетки. Для этого под верхним полотном решетки (см. рис. 7-6) выполняют отдельные воздушные короба с индивидуальным регулированием подвода воздуха, что дает возможность обеспечить поступление воздуха в отдельные зоны решетки в соответствии с потребностью в нем.

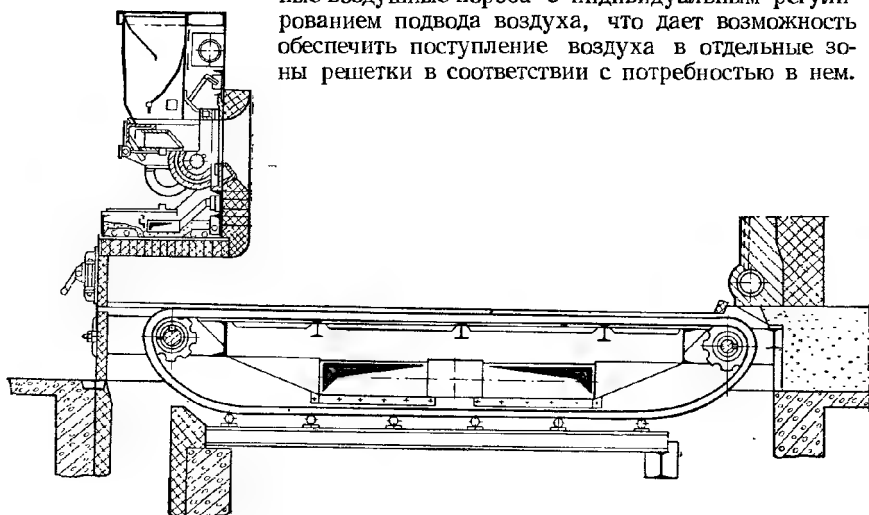


Рис. 7-9. Топка с цепной решеткой обратного хода типа ЛЦР с забрасывателем типа ПМЗ.

Развитие процесса горения вдоль решетки во многом определяется содержанием летучих в топливе. При сжигании топлива, богатого летучими, температура воспламенения которого невысока, процесс горения протекает эффективно на значительной части решетки, так как на передней части ее идет достаточно устойчиво выделение газов, а загорание топлива происходит относительно близко от начала решетки. При сжигании антрацита передняя часть решетки используется неэффективно, так как он имеет высокую температуру воспламенения и для того чтобы его зажечь, необходимо иметь мощный очаг излучения, который, однако, не возникает вследствие малого содержания летучих в антраците. В результате загорание антрацита начинается далеко от начала решетки, а на всей ее передней части происходит только прогрев топлива.

Спекающиеся угли при горении на решетке образуют сплошную спекшуюся корку, через которую не может пройти воздух, необходимый для горения. В результате горение прекращается и может возобновиться только после очень энергичной шуровки слоя топлива, которую приходится производить вручную. При сжигании топлива с легкоплавкой золой последняя, быстро расплавившись, заливает колосники, вследствие чего также прекращается доступ воздуха в слой топлива.

Стремление улучшить условия сжигания на цепной решетке топлива, содержащего много влаги или мелочи, привело к появлению ряда комбинированных топков с использованием цепной решетки. Для сжигания кускового торфа и высоковлажных видов угля над передней частью цепной решетки размещается шахтный предтопок, в котором осуществляется предварительная подсушка топлива. Наиболее распространен предтопок, созданный Т. Ф. Макарьевым, которому принадлежит идея сочетания подсу-

плавящей шахты с цепной решеткой. Шахтные предтопки предложены также С. В. Татищевым и Ю. П. Соловьевым, В. В. Померанцевым и др.

Топка с цепной решеткой обратного хода и забрасывателем (рис. 7-9) основана на использовании особенностей работы механических забрасывателей, при которых более крупные частицы топлива относятся к концу колосниковой решетки, а более мелкие выпадают ближе к ее фронту. В результате создается естественное разграничение времени пребывания частиц топлива в топке в соответствии с их размерами, что улучшает равномерность выгорания по фракциям. Самые тонкие, пылевидные частицы угля на слое не выпадают и сгорают в топочном пространстве во взвешенном состоянии. Условия зажигания в такой топке лучше, чем в топке с цепной решеткой прямого хода, так как здесь осуществляется и нижнее, и верхнее зажигание, поскольку частицы по всей длине полотна падают на слой горящего топлива. Кроме того, при движении через топочную камеру в процессе заброса топливо, проходя через поток поднимающихся от решетки дымовых газов высокой температуры, хорошо подсушивается и даже частично газифицируется, а потому при падении на решетку оказывается частично подготовленным к воспламенению.

В СССР изготавливают топки описанного типа с использованием пневмомеханического забрасывателя типа ПМЗ и цепной решетки типа ЧЦР или специального типа ЛЦР с ленточным колосниковым полотном (см. рис. 7-7,б). Топки ПМЗ-ЧЦР и ПМЗ-ЛЦР выпускают трех типоразмеров: $2\,700 \times 4\,000$, $2\,700 \times 4\,500$ и $2\,700 \times 5\,600$ мм для сжигания сортированных и несортированных каменных и бурых углей под котлами паропроизводительностью 10—20 м/ч. Несортированный уголь должен быть раздроблен до размера куска 30 мм; 10—15% воздуха, необходимого для горения, должно быть подано через сопла забрасывателя.

7-3. ТОПКИ С НЕПОДВИЖНОЙ КОЛОСНИКОВОЙ РЕШЕТКОЙ И ПЕРЕМЕЩАЮЩИМСЯ СЛОЕМ ТОПЛИВА

*Топка с шурующей планкой*¹ (рис. 7-10) состоит из неподвижно установленных беспровальных колосников 6, вдоль которых перемещается чугуная планка 5, получающая движение от привода 1 через штангу 2, расположенную под площадкой 3. Поперечный профиль планки 5, называемой шурующей планкой, показан на рис. 7-10,б.

В исходном положении планка находится перед колосниковой решеткой на дне загрузочной воронки 4. При движении вперед в направлении к задней стенке топки планка своей лобовой стороной сдвигает вдоль решетки довольно большое количество топлива. При обратном ходе планки топливо в основном остается на месте, так как пологая тыльная сторона ее не может сдвинуть топливо, а лишь приподнимает его, тем самым выполняя операцию шуровки. В результате многократных ходов планки организуется ритмичное перемещение топлива по полотну колосниковой решетки от загрузочной воронки до шлакового бункера 8. В процессе этого перемещения топливо воспламеняется и сгорает, а в конце решетки остается только слой шлака.

Обычно планка имеет постоянную длину хода и не доходит до конца колосниковой решетки на 200—500 мм в зависимости от сорта сжигаемого топлива и длины решетки. Шлак, скапливающийся на последнем участке решетки, образует небольшую горку, в которой и происходит окончательное выгорание оставшегося углерода. При каждом очередном ходе планки часть этого шлака сталкивается в шлаковый бункер. Под самой решеткой располагают золыные бункера 7. Обычно управление работой планки автоматизируется, но возможно также и ручное управление.

¹ Текст, касающийся топок с шурующей планкой и факельно-слоевых, составлен проф. С. В. Татищевым.

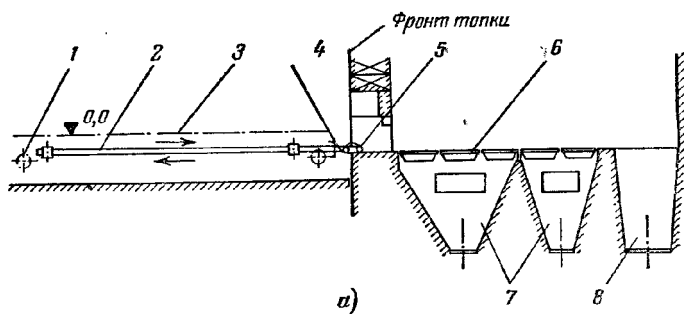


Рис. 7-10. Топка с шурующей планкой системы ВТИ.
а—общий вид топки; б—поперечный профиль шурующей планки.

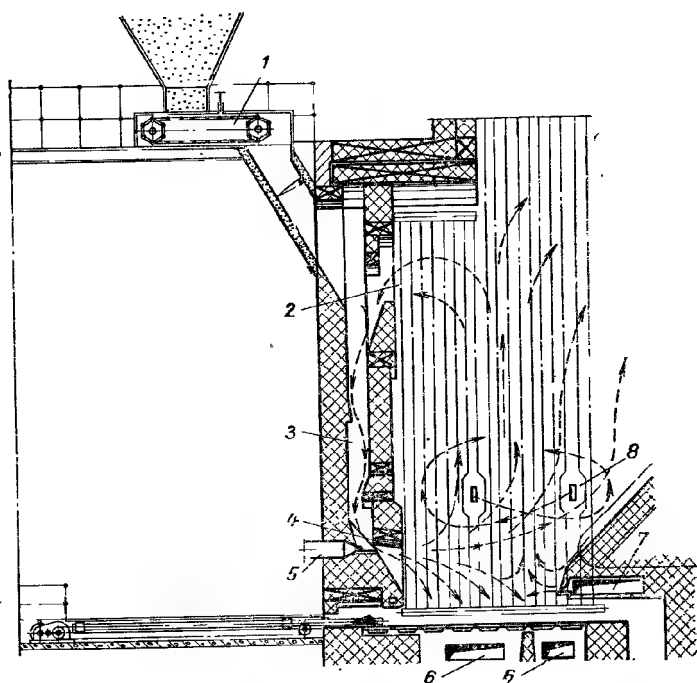


Рис. 7-11. Факельно-слоевая топка системы С. В. Татищева.

Топки с шурующей планкой обычно работают на рядовом топливе с размером кусков до 50 мм. Поступление сортированного топлива, как и во всякой слоевой топке, значительно улучшает процесс горения и приводит к уменьшению выноса мелочи из топки и снижению потери тепла от механического недожога в шлаке и уносе. При сжигании топлива с повышенным

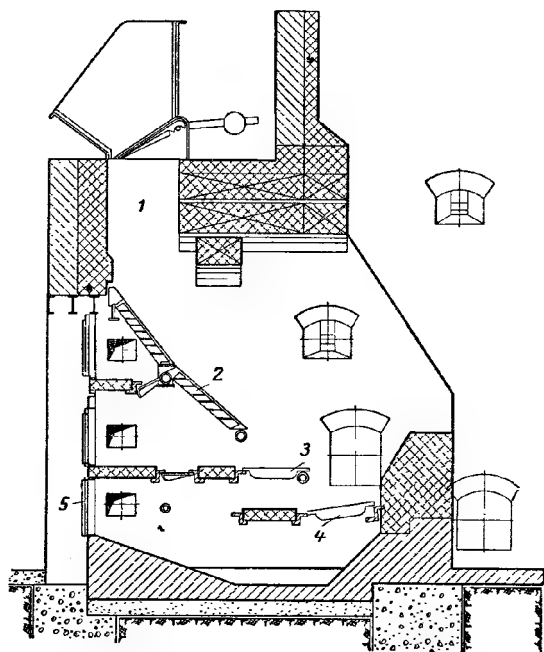


Рис. 7-12. Шахтная топка с наклонным зеркалом горения для сжигания кускового торфа.

выходом летучих можно значительно понизить потерю от механической неполноты сгорания путем подачи воздуха непосредственно в топочную камеру.

Разновидностью топки с шурующей планкой является *факельно-слоевая* топка системы С. В. Татищева (рис. 7-11), получившая применение для сжигания фрезерного торфа под котлами паропроизводительностью до 75 т/ч; в этой топке можно также сжигать бурые и каменные угли. При работе на торфе и влажных бурых углях топливо из бункера питателем 1 подается в шахту 3, где оно прогревается и подсушивается горячими дымовыми газами, которые засасываются из топочной камеры через окно 2 воздушной струей, вытекающей из сопла 5. Для усиления эжекции под передней стенкой шахты выполняют наклонный свод 4. Из шахты подготовленное топливо попадает в веерообразную струю воздуха, выходящего из сопла 5, и ею подается в топочную камеру. Здесь уже хорошо подсушенные и разогретые в шахте мелкие фракции топлива быстро выделяют летучие и полностью сгорают во взвешенном состоянии в вихревых газозвуковых потоках, создаваемых эжектирующим воздухом и вторичным воздухом, поступающим в топку через сопла 8. Более крупные фракции выпадают на решетку топки с шурующей планкой, где они в условиях неограниченного воспламенения сгорают в слое; воздух для горения подают через секции 6. Образовавшийся на решетке плак удаляется шурующей планкой в шлаковый бункер, причем эта же планка служит для устранения возникающих на решетке завалов топлива. Для улучшения регулирования процесса горения в топку

подается дополнительно воздух из короба 7. При сжигании каменных, а также бурых углей с влажностью не выше 25% факельно-слосвую топку системы С. В. Татищева выполняют без шахты.

Шахтная топка с наклонным слоем топлива (рис. 7-12) состоит из шахты 1, наклонных колосников 2 (или ступенчатых кирпичных сводов) и небольшой горизонтальной колосниковой решетки 3, составляющей как бы продолжение наклонного полотна. В шахте происходит предварительная

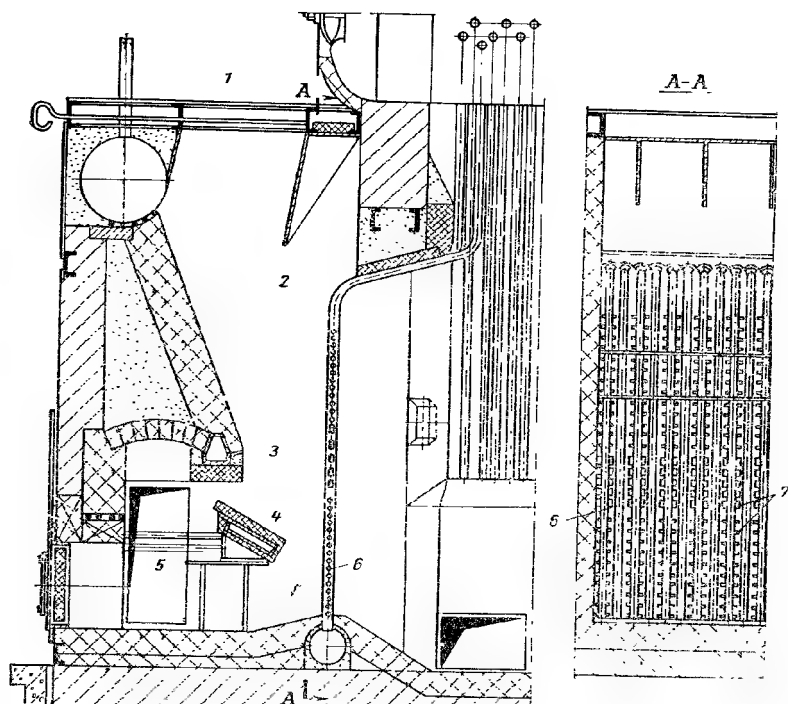


Рис. 7-13. Скоростная топка ЦКТИ системы В. В. Померанцева для сжигания древесных отходов.

подсушка поступившего в нее топлива; по мере выгорания нижележащего слоя топливо под влиянием силы тяжести постепенно сползает по наклонному полотну на горизонтальную решетку.

На наклонном полотне топливо окончательно подсушивается, газифицируется и начинает гореть; на горизонтальной решетке развивается мощный очаг горения, обеспечивающий полное сгорание топлива. Топка хорошо справляется с сжиганием топлива с влажностью до 50—55%. В топках, предназначенных для сжигания торфа, делают фронтальные окна для шуровки слоя, а также дополнительные колосники 4 для выжигания шлама; удаляют шлак вручную через окна 5, расположенные у фронта топки.

Топка системы В. В. Померанцева (рис. 7-13) состоит из вертикальной шахты 2, разделенной по высоте на две части пережимом 3. Над шахтой размещена загрузочная камера достаточно большого объема. Обращенная к котлу стена шахты выполнена в виде решетки 6, составленной из труб переднего топочного экрана, к которым через одну трубу приварены шпильки 7, предназначенные для уменьшения выноса мелких фракций топлива в топочную камеру. В топках для котлов небольшой производительности (до 4 т/ч) решетку из ошпированных труб 6 заменяют решетчатой стеной, выполненной из огнеупорного кирпича.

Топливо в топку поступает из короба 1. В верхней части шахты 2 происходит подсушка топлива, а в нижней — горение его. Воздух поступает в слой из канала 5, а продукты горения выходят в топочную камеру между трубами решетки. В месте пережима шахты переход топлива из верхней ее части в нижнюю задерживается, что обеспечивает необходимую для хорошего горения достаточную пористость слоя; для этого же служит порожек 4.

Топка работает нормально при влажности топлива, не превышающей 50%. При работе на топливе более высокой влажности начинает снижаться паропроизводительность котла. Предельно допустимая влажность топлива составляет 60%; размер кусков его не должен превышать 100 мм в любом направлении.

7-4. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЛОЕВЫХ ТОПОК

Количество топлива, которое можно сжечь с достаточной эффективностью в данной слоевой топке, и количество тепла, которое можно при этом получить, определяются размерами, а также типом топки и свойствами сжигаемого топлива.

Основным фактором, определяющим эффективную работу слоевой топки, является тепловое напряжение площади колосниковой решетки (зеркала горения), представляющее собой отношение

$$Q/R = \frac{BQ_n^p}{R}, \quad (7-2)$$

где B — часовое количество топлива, сжигаемое в данной топке, кг/ч;
 R — площадь колосниковой решетки (зеркало горения), m^2 .

Величину теплового напряжения зеркала горения в системах тепловых единиц, основанных на калории, выражают в $ккал/m^2 \cdot ч$, а в системе СИ — $кдж/m^2 \cdot сек$, т. е. в $квт/m^2$ ($1 ккал/m^2 \cdot ч = 1,163 квт/m^2 = 0,001163 квт/m^2$).

Оптимальное значение теплового напряжения зеркала горения составляет 700—1 400 тыс. $ккал/m^2 \cdot ч$ в зависимости от типа топки и характеристик топлива. В табл. 7-1 приведены основные расчетные характеристики слоевых топок.

При сжигании топлива с большим содержанием влаги, золы или мелочи требуется принимать меньшие значения теплового напряжения зеркала горения; сухое, малозольное или сортированное топливо можно эффективно сжигать при больших значениях теплового напряжения зеркала горения. Незначительное повышение теплового напряжения зеркала горения по сравнению с оптимальным не вызывает существенных изменений работы топки. Однако при неумеренном повышении его в шлаке и летучей золе появляется значительное количество несгоревшего топлива, т. е. возрастает потеря от механической неполноты сгорания.

Для обеспечения эффективного сжигания летучих, выделившихся из топлива, необходимы достаточный объем топочного пространства и достаточная высота его. Величина топочного объема, требуемая для эффективного сжигания летучих, определяется по тепловому напряжению топочного пространства, которое представляет собой отношение

$$Q/V = \frac{BQ_n^p}{V_T}, \quad (7-3)$$

где V_T — объем топочного пространства, m^3 .

В системах тепловых единиц, основанных на калории, величину теплового напряжения топочного пространства выражают в $ккал/m^3 \cdot ч$, а в системе СИ — в $кдж/m^3 \cdot сек$, т. е. в $квт/m^3$ ($1 ккал/m^3 \cdot ч = 1,163 квт/m^3 = 0,001163 квт/m^3$).

Таблица 7-1

Тип топки	Наименование топлива	Коэффициент избытка воздуха в топке α _a	Видимое тепловое напряжение зеркала горения, 10³ ккал/м²·ч	Выдаемое тепловое напряжение топочного пространства, 10³ ккал/м²·ч	Потери тепла, %		Рекомендуемая температура воздуха, подаваемого в топку, °С	Рекомендуемое давление воздуха под решеткой, кг/м²
					от химической неполноты сгорания	от механической неполноты сгорания		
С механизированной подачи топлива на неподвижный слой	Бурые угли:							
	типа челябинского	1,4	900		0,5	7,0	30	100
	типа подмосковного	1,4	900—1100		0,5	11,0	200	60
	Каменные угли (V ^г > 25%)	1,4	900	250	0,5	8,0	30	60
	Антрацит марок АС и АМ	1,6	1100	300	0,5	14,0	30	60
С цепной решеткой прямого хода	Антрацит марок АС и АМ	1,6	1000	250—300	0,5	10,0	30—150	100
С цепной решеткой обратного хода и забрасывателем	Бурые угли:							
	типа челябинского	1,3	1100—1400	250	0,5	6,0	150—250	60
	типа подмосковного	1,3	900—1100	250	0,5	9,0	150—250	60
	Каменные угли (V ^г > 25%)	1,3	1100—1400	200—250	0,5	7,0	30—150	60
С шуряющей планкой	Бурые угли:							
	типа челябинского	1,4	800—900	200—250	1,0	6,0	30—200	100
	типа подмосковного	1,4	700—800		1,0	9,0		100
Шахтная	Кусковой торф (W ^p = 40÷50%)	1,4	1100	200—250	2,0	2,0	30—200	40
Шахтно-цепная	Кусковой торф (W ^p = 40÷50%)	1,3	1500	200—250	1,0	2,0	30—250	40
Скоростная ЦКТИ системы В. В. Померанцева	Рубленая щепа (W ^p = 40÷50)	1,2	5000—8000			3,0	30—250	70
	Отходы с опилками (W ^p = 40÷60%)	1,25—1,45	4000	300—400		3,0 4,0	30—250	40—100

Примечание. Таблица составлена по расчетным нормам РН 5-03 и РН 5-04 нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов с коррективами ЦКТИ.

Оптимальные значения теплового напряжения топочного пространства в зависимости от вида топлива и типа топки составляют $(200 \div 300) \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$. С возрастанием теплового напряжения топочного пространства относительно оптимального постепенно возрастает и потеря тепла от химической неполноты сгорания. Высота топочного пространства для котлов паропроизводительностью 4–10 т/ч должна составлять 2,5–4 м , а для котлов паропроизводительностью 20 т/ч и выше — не меньше 4,0 м .

Большое значение для нормальной работы топки имеет активная длина колосникового полотна. В ручных колосниковых решетках по условиям работы чечегара активная длина колосникового полотна не должна превышать 2,3 м; при механизированной загрузке топлива на неподвижную колосниковую решетку длина ее должна быть не

более 3,5 м, а при механизированной загрузке на движущуюся решетку обратного хода — не более 4,0—6,5 м. Активная длина цепной решетки прямого хода должна быть не менее 4,5 м.

Необходимый для горения воздух целесообразно подавать принудительно для обеспечения давления 60—100 кГ/м² под колосниковой решеткой. Это позволяет интенсифицировать процесс горения и облегчает форсировку котла. При сжигании топлива в топке с цепной решеткой прямого хода, где условия зажигания не очень благоприятны, полезно подогревать воздух для улучшения условий сушки и газификации топлива и повышения температурного уровня процесса горения. При сжигании топлива в топках с забрасывателями и неподвижным слоем можно не подогревать воздух даже при сжигании бурых углей типа подмосковного. Однако при сжигании более влажных углей приходится прибегать к подогреву воздуха. В шахтных топках, где условия зажигания очень благоприятны, можно сжигать при холодном дутье очень влажное топливо, например торф с влажностью до 45—50%.

Глава восьмая

ПЫЛЕПРИГОТОВИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

8-1. ЭЛЕМЕНТЫ ПРОЦЕССА ПЫЛЕПРИГОТОВЛЕНИЯ

Для переработки кускового твердого топлива в пылевидное состояние должны быть выполнены следующие основные операции: первичная обработка, сушка, размол, отделение в процессе размола готовой пыли от готовой, требующей дополнительного размола. Кроме того, необходимо выполнить ряд вспомогательных операций.

Первичная обработка топлива заключается в отделении металлических предметов и щепы, случайно попавших в топливо, грохочении и дроблении его, отделении серного колчедана.

Удалять из топлива попадающие в него при добыче и транспорте стальные предметы (болты, гайки, железнодорожные костыли и т. п.) и щепу требуется для предотвращения повреждений быстро движущихся элементов механизмов, в которых осуществляется дробление и размол. Грохочение применяют для того, чтобы отделить от сырого топлива мелочь размером менее 15 или 25 мм (в зависимости от способа размола), которая не требует дальнейшего измельчения перед подачей в мельницу, что позволяет устанавливать дробилки меньшей производительности и сократить расход электроэнергии на дробление. Дробить топливо необходимо для повышения эффективности процессов сушки и (материал сушится тем быстрее, чем он мельче) и размола (крупные куски уменьшают производительность мелющих устройств). Топливо обычно дробят до максимального размера куска 15 или 25 мм. Отделение серного колчедана обусловлено тем, что вследствие большой твердости колчедан увеличивает износ дробилок и мельниц.

Сушка сырого топлива необходима для повышения эффективности его размола, обеспечения надежного зажигания топливной пыли в топке и улучшения условий хранения и транспорта пыли. Влажное топливо плохо размалывается в мельнице, а пыль с высокой влажностью трудно зажигается, горит неустойчиво и легко гаснет; кроме того, ухудшается ее сыпучесть, она зависает в бункерах, в которых хранится, и забивает трубопроводы, в которых ее транспортируют. Требуемая степень подсушки определяется родом топлива, а также системой и схемой установки для приготовления пыли. Чаще всего процесс сушки совмещают с размолом топлива

и осуществляют в самой мельнице горячим воздухом (сушильным агентом), подаваемым из воздухоподогревателя котельного агрегата.

Размол топлива является целевой операцией пылеприготовления. Качественно размол и дробление одинаковы. Однако если при дроблении размер начального куска уменьшается в 5—20 раз, то при размоле кратность уменьшения частиц достигает 100—200 и более. В результате процесса размола, совмещенного с сушкой, из топлива с размером куска порядка 15—25 мм должно быть получено пылевидное топливо надлежащих тонкости размола и влажности, пригодное для эффективного и экономичного сжигания в факельном процессе.

Отделение готовой пыли в процессе размола (сепарация) необходимо потому, что при размоле топлива одновременно с крупными, еще не подготовленными для сжигания пылинками образуются достаточно тонкие частицы пыли. Если оставлять их в мельнице, то это повлечет за собой дальнейший бесцельный размол их и соответственно уменьшит производительность мельницы и увеличит расход электроэнергии на размол.

Вспомогательные операции заключаются в транспортировании, взвешивании, подаче и распределении сырого топлива и пыли на различных этапах процесса пылеприготовления.

8-2. СИСТЕМЫ ПЫЛЕПРИГОТОВЛЕНИЯ

Различают две системы пылеприготовления: индивидуальную и центральную. При индивидуальной системе пылеприготовительные устройства размещают непосредственно перед фронтом котла, предназначеная их для обслуживания только того агрегата, перед которым они установлены. При центральной системе приготовление пыли для всей котельной концентрируют на специальном пылезаводе. Готовую пыль подают в котельную и специальными транспортными устройствами распределяют по отдельным котлам.

Индивидуальная система пылеприготовления, требующая меньших первоначальных затрат на сооружение и более простая и экономичная в эксплуатации, получила преимущественное распространение в СССР и за рубежом. Центральную систему пылеприготовления в настоящее время в СССР применяют только на мощных электрических станциях, когда требуется очень большое количество угольной пыли, получение которой при центральной системе пылеприготовления оказывается более эффективным, чем при индивидуальной.

8-3. СХЕМЫ ПЫЛЕПРИГОТОВИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В СССР выполняют в основном следующие три схемы индивидуальных пылеприготовительных установок: а) с шаровой барабанной мельницей и промежуточным бункером для хранения пыли; б) с быстросходной молотковой или среднесходной мельницей и непосредственной подачей пыли в топку; в) с мельницей-вентилятором. Все эти схемы носят название замкнутых, так как воздух или газозвдушная смесь, которые служат для транспорта и сушки в системе пылеприготовления, поступают затем в топку. Кроме того, существуют разомкнутые схемы пылеприготовления, при которых воздух или газозвдушная смесь выбрасывается в атмосферу, пройдя предварительно тщательную очистку.

Схема пылеприготовления с шаровой барабанной мельницей и промежуточным бункером (рис. 8-1,а) предназначена для приготовления пылевидного топлива из антрацита и каменных углей (за исключением мягких каменных углей с выходом летучих на горючую массу, превышающим 30%). В пылеприготовительной установке, выполненной по этой схеме, можно легко получить тонкую и хорошо высушенную пыль, что необходимо для

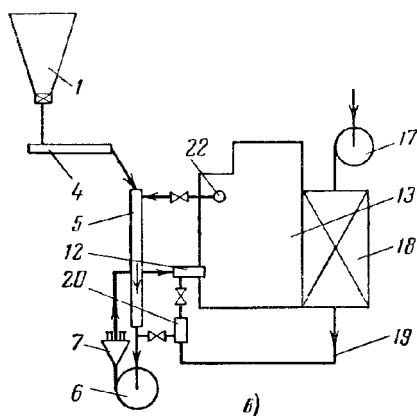
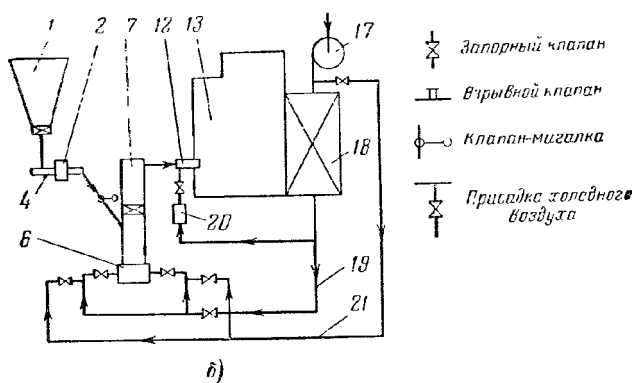
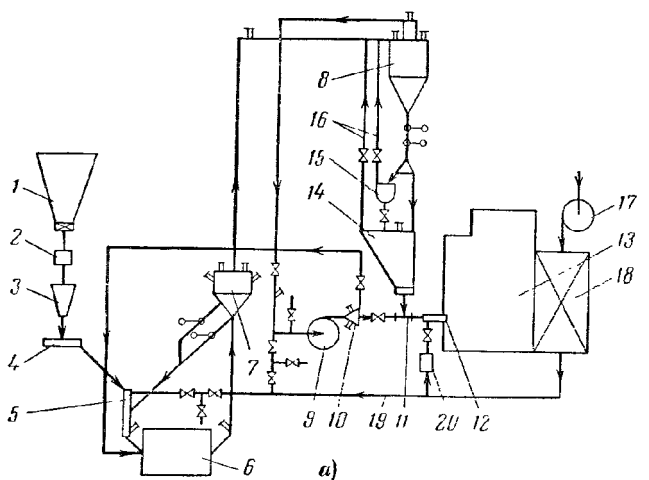


Рис. 8-1. Схемы пылеприготовительных установок.
 а — с шаровой барабанной мельницей и промежуточным бункером; б — с молотковой мельницей и непосредственной подачей пыли в топку; в — с мельницей-вентилятором.

эффективного и экономичного сжигания топлива с относительно небольшим выходом летучих.

В рассматриваемой установке сырое топливо из бункера 1, пройдя через весы 2 и весовой бункер 3, поступает в питатель 4, который предназначен для регулирования количества топлива, подаваемого в мельницу. Этот питатель подает уголь в верхнюю часть нисходящего короба 5, куда дутьевым вентилятором 17 котлоагрегата по воздуховоду 19 подается также горячий воздух с температурой 250—400° С из воздухоподогревателя 18. Кроме того, в нисходящий короб 5 поступают крупные частицы, отделенные от готовой пыли в сепараторе 7. В нисходящем коробе, несмотря на его небольшую длину (2—3 м), происходит довольно интенсивная предварительная подсушка топлива до поступления его в мельницу 6, а окончательно до установленной влажности пыли оно подсушивается в процессе размола.

Вентилирующий воздух, охлаждающийся в мельнице до 70—130° С, проходя через нее со скоростью 2—3 м/сек, выносит измельченное топливо, в котором содержатся как пыль требуемых размеров, так и более грубые частицы. Поток вентилярующего мельницу воздуха измельченное топливо вносится в сепаратор 7, в котором более грубые частицы отделяются от готовой пыли и возвращаются в мельницу для дальнейшего размола. Готовая пыль, пройдя сепаратор, тем же потоком воздуха подается в циклон 8, в котором она выделяется из потока воздуха и ссыпается в пылевой бункер 14.

Из циклона воздух с некоторым количеством самой тонкой неуловленной пыли мельничным вентилятором 9 подается в распределительный короб 10, а из него через отдельные воздуховоды к горелкам 12. В эти воздуховоды встроены смесители 11, в которые из бункера 14 особыми питателями (по числу горелок) подается пыль. Здесь она подхватывается потоком воздуха и направляется через горелки 12 в топку котлоагрегата 13. Так как воздуха, поступающего в топку вместе с топливной пылью — так называемого первичного воздуха, недостаточно для обеспечения полного сгорания пыли в топке, в горелки из воздушного короба 20 подается еще так называемый вторичный воздух, дополняющий общее количество поступающего в топку воздуха до действительного необходимого для полного сгорания топлива. Чтобы можно было в случае необходимости передать часть выработанной пыли другим агрегатам, установленным в котельной, под циклонами 8 размещают пылевой шнек 15, расположенный вдоль всей котельной и обеспечивающий подачу пыли от любого циклона к любому бункеру 14.

Горячая пыль, находящаяся в пылевых бункерах и соединительном шнеке, выделяет некоторое количество остаточной влаги, которая при остывании конденсируется на поверхности пыли, уменьшая ее сыпучесть. Во избежание этого бункера и промежуточный шнек соединяют с основным пылепроводом воздуховодами 16. В результате этого в бункерах и промежуточном шнеке из-за присоса через неплотности свежего воздуха создается некоторый обмен воздуха, способствующий удалению выделяющихся из топливной пыли водяных паров и устраняющий возможность конденсации их на поверхности пыли.

В зависимости от конкретных особенностей размалываемого топлива описанную схему несколько видоизменяют в деталях. В частности, при размоле взрывоопасного топлива на пылепроводах, сепараторе, пиклоне и воздушном коробе устанавливают взрывные клапаны, предназначенные для предохранения системы от повреждения в случае взрыва в ней топливной пыли.

Основные недостатки пылеприготовительных установок с шаровыми мельницами и пылевыми бункерами заключаются в том, что они довольно дороги, громоздки, требуют большого количества оборудования и много места для его размещения.

Схему пылеприготовления с молотковой мельницей и непосредственной подачи пыли в топку применяют для размола бурых углей, фрезерного

торфа, горючих сланцев и в некоторых случаях мягких молодых каменных углей с выходом летучих на горючую массу более 30%. Применяют два варианта этой схемы: с установкой молотковой мельницы с шахтным гравитационным сепаратором (рис. 8-1,б) или с инерционным сепаратором. В пылеприготовительных установках, выполненных по схеме на рис. 8-1,б, сырое топливо из бункера 1 подается питателем 4 через весы 2 в шахту 7, расположенную над молотковой мельницей 6. Чтобы устранить возможность попадания в эту шахту холодного воздуха через питатель и соединительный рукав, устанавливают клапан-мигалку, который обычно закрывает сечение рукава, но под влиянием веса даже небольшого количества топлива приоткрывается, пропуская его в шахту. Через шахту сырое топливо попадает в молотковую мельницу 6, в которой оно подвергается размолу.

Подсушка топлива происходит в мельнице в процессе размола горячим воздухом, подаваемым дутьевым вентилятором 17 из воздухоподогревателя 18 по воздухопроводу 19. Шахта 7 служит сепаратором. Размалываемое топливо ударами бил в мельнице и потоком воздуха, проходящего через мельницу, выносятся в шахту, из которой крупные частицы его под действием силы тяжести возвращаются в мельницу, а готовая пыль выносятся воздухом в амбразуру или горелку 12. Необходимое для полного сгорания топлива количество дополнительного воздуха подается в качестве вторичного из воздушного короба 20. При размоле относительно сухого топлива горячий воздух, поступающий в мельницу из воздухоподогревателя, разбавляют некоторым количеством холодного воздуха, также подаваемого дутьевым вентилятором 17 по обводному воздухопроводу 21.

Пылеприготовительные установки с молотковыми мельницами и непосредственной подачей пыли в топку имеют следующие преимущества по сравнению с пылеприготовительными установками с шаровыми мельницами и пылевыми бункерами: большую компактность, простоту, меньшие стоимость оборудования и расход электроэнергии. Для пылеприготовительных установок с молотковыми мельницами и непосредственной подачей пыли в топку характерно, что при оптимальных условиях работы получается более грубый размол, а при переходе на тонкий размол резко снижается их производительность. Этим и определяется применение пылеприготовительных установок с молотковыми мельницами лишь для размола топлива с большим содержанием летучих, когда не требуется тонкого размола для обеспечения полного сгорания.

Схема пылеприготовительной установки с мельницей-вентилятором (рис. 8-1,в) рекомендуется для размола бурых углей с $W^{\text{пр}} = 15 \div 30$. Эта схема отличается тем, что топливо перед поступлением в мельницу-вентилятор подсушивается предварительно в шахте 5 отбираемыми из верхней части топки через окно 22 дымовыми газами с температурой $700-900^\circ\text{C}$. Окончательная подсушка происходит в процессе размола топлива в мельнице-вентиляторе 6, которая создает давление, достаточное для засасывания дымовых газов из топки в шахту и преодоления сопротивления пылевых горелок 12. Этим исключается необходимость установки отдельного мельничного вентилятора. Для регулирования процесса подсушки топлива и температуры сушильного агента за мельницей, а также для уменьшения забалластированности первичного воздуха углекислотой и водяными парами в мельницу-вентилятор по воздухопроводу 23 подводится горячий воздух из воздушного короба 20. В зависимости от начальной влажности топлива и температуры отбираемых из топки газов эта добавка горячего воздуха может доходить до 40% общего расхода сушильного агента. Одна такая мельница, как правило, работает на две-три горелки. Для распределения по этим горелкам пылевоздушной смеси служит распределительный короб 7, размещаемый за мельницей. Вторичный воздух в горелку, как и в других схемах пылеприготовления, подается из короба 20.

Схему на рис. 8-1,в можно применить и для углей с приведенной влажностью менее 15%
 $\frac{1000 \text{ ккал/кг}}$

Разомкнутая схема пылеприготовления отличается от схемы на рис. 8-1, а в основном тем, что отработавший сушильный агент подается мельничным вентилятором 9 не в топку, а в электрический фильтр для окончательной очистки от пыли, а затем выбрасывается в атмосферу. Следовательно, в топку не вводится большое количество водяных паров, которые ухудшают процесс горения. Топливо в топку подается горячим воздухом, забираемым из воздухоподогревателя. Поскольку разомкнутую схему применяют при размоле бурых углей, вместо шаровой барабанной устанавливают молотковую мельницу.

Схемы центральных пылеприготовительных установок, как правило, выполняют разомкнутыми. Топливо сушат в паровых сушилках паром из отбора турбин. Перед выбросом сушильного агента в атмосферу его тщательно очищают от содержащейся в нем угольной пыли.

8-4. ОБОРУДОВАНИЕ ПЫЛЕПРИГОТОВИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Основным агрегатом пылеприготовительной установки является мельница. Различают мельницы тихоходные, среднеходные и быстроходные.

К тихоходным относятся шаровые барабанные мельницы, предназначенные для размола антрацита и каменных углей с небольшим выходом летучих, поскольку для эффективного сжигания этих углей требуется тонкий размол их; эти мельницы устанавливают к котельным агрегатам средней и большой паропроизводительности, по одной или две мельницы на котел. Мельница (рис. 8-2) представляет собой выполненный из листовой стали горизонтально расположенный барабан 1, закрытый с обеих сторон стальными торцовыми днищами. Барабан загружен на 15—25% объема чугунными шарами диаметром 30—60 мм и вращается со скоростью 16—23 об/мин. При этом шары пересыпаются и превращают частицы топлива в пыль. Для опирания барабана на подшипники 3 служат установленные на днищах полые цапфы. Через одну из этих цапф, перед которой располагается воздухоподводящий патрубок 5 со встроенным в него патрубком 4, в мельницу поступают топливо и горячий воздух с температурой не более 400° С (по условиям работы подшипника) для подсушки и транспортирования размалываемого топлива. Образовавшаяся пыль через другую цапфу и патрубок 8 выносится воздухом из мельницы в сепаратор.

Изнутри барабан мельницы защищен от износа броневыми плитами, изготовленными из высокомарганцовистой стали. Плиты, защищающие цилиндрическую часть барабана, образуют в совокупности волнистую поверхность, что устраняет скольжение шаров по броне. Мельница приводится во вращение электродвигателем 7 через редуктор 6 и стальной зубчатый венец 2, опоясывающий торцовое днище барабана.

В СССР изготавливают 13 типоразмеров шаровых барабанных мельниц. Мельница с наименьшей номинальной производительностью (при размоле антрацита) 2 т/ч имеет барабан с внутренним диаметром 1 600 и внутренней длиной 2 350 мм; вес загружаемых в нее шаров 5 т. Мельница с наибольшей номинальной производительностью 70 т/ч (при размоле антрацита) имеет барабан с внутренним диаметром 4 000 и внутренней длиной 11 000 мм; ее шаровая загрузка составляет 160 т. Мощность электродвигателя для привода мельницы производительностью 2 т/ч составляет 75 кВт, а для привода мельницы производительностью 70 т/ч — 2 500 кВт. Скорость вращения этих мельниц соответственно 25 и 17 об/мин.

Для отделения крупных частиц, вынесенных из шаровой барабанной мельницы, от готовой пыли устанавливают сепараторы центробежного типа с поворотными лопатками. Такой сепаратор (рис. 8-3) представляет собой опрокинутый усеченный конус 4, выполненный из листовой стали, с крышкой 8, соединенной с конусом болтами. Внутри конуса 4 находится второй конус 5, между верхним краем которого и крышкой 8 размещена система чугунных лопаток 6; их можно поворачивать особым механиз-

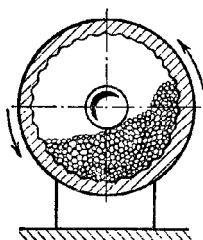
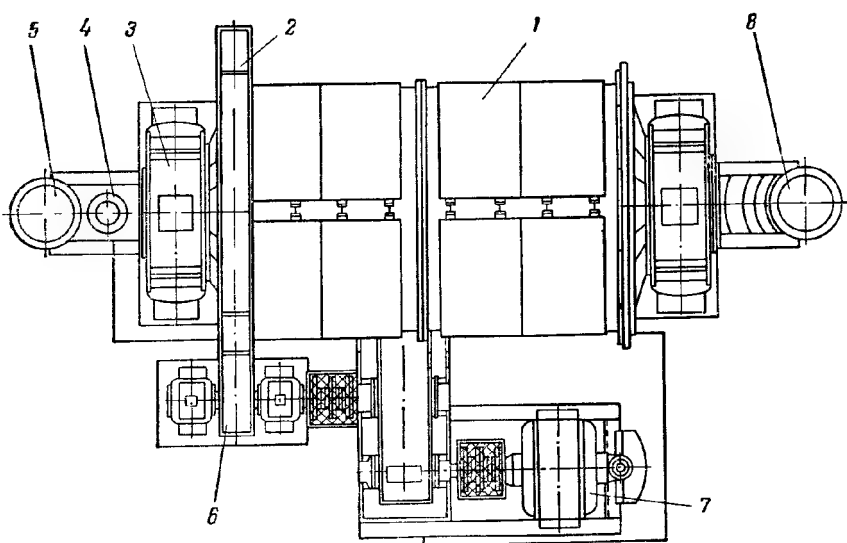
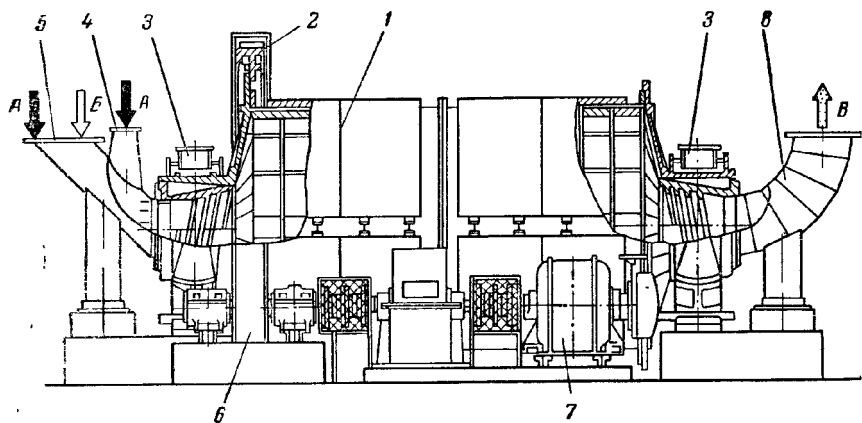


Рис. 8-2. Шаровая барабанная мельница.
 А — топливо; Б — воздух; В — пылевоздушная смесь.

мом 9 от радиального до почти тангенциального положения по отношению к поверхности конуса. К нижнему обрезу конуса 4 присоединен цилиндрический входной патрубок 1. В центре крышки сепаратора размещен выходной патрубок 10 с телескопической насадкой 7. Поток пылевоздуш-
душной смеси, прошедший через мельницу, поступает через патрубок 1 в пространство между наружным и внутренним конусами, где скорость его уменьшается. В результате этого из потока выпадают самые крупные частицы пыли, которые затем через течку 2 возвращаются в мельницу. Далее поток с оставшимся еще в нем довольно большим количеством недостаточно тонко размолотой пыли проходит во внутренний конус через зазор между верхним его краем и крышкой сепаратора, закручиваясь поворотными лопатками 6 вокруг вертикальной оси. Под влиянием возникшей центробежной силы более крупные частицы пыли отбрасываются к стенке внутреннего конуса, выпадают из потока и через течку 3 также возвращаются в мельницу. Более мелкие частицы пыли не успевают достигнуть стенки внутреннего конуса и, оставшись в потоке, выносятся им из сепаратора через выходной патрубок 10.

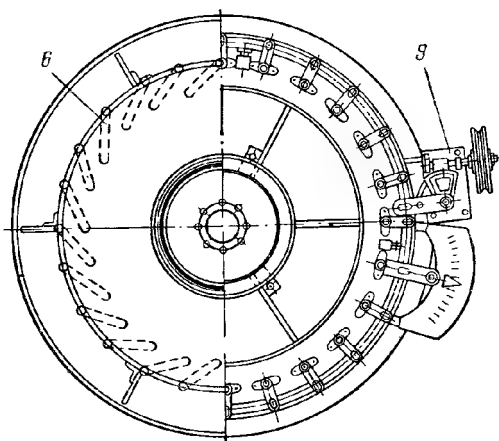
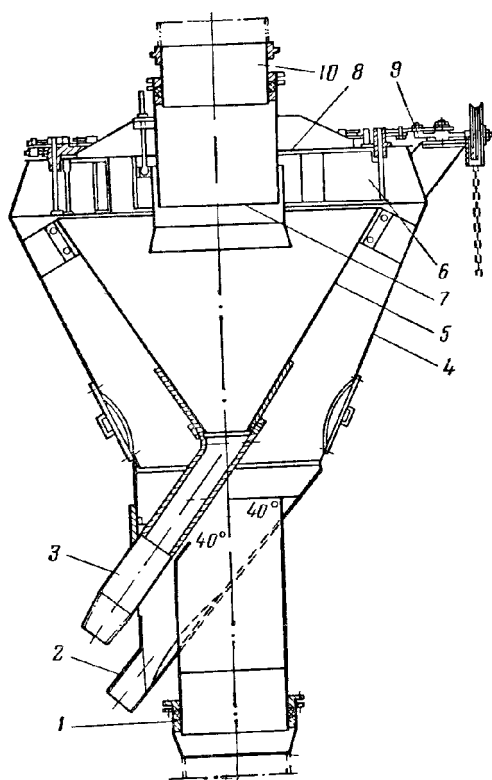


Рис. 8-3. Сепаратор центробежного типа для шаровой барабанной мельницы.

Основными достоинствами шаровой барабанной мельницы являются надежность в работе, малая чувствительность к износу мелющих тел и к металлическим предметам, находящимся в топливе, а также хорошая регулируемость тонкости помола и глубины подсушки. К недостаткам шаровых барабанных мельниц следует отнести их громоздкость, высокую стоимость и повышенный расход электроэнергии на размол (25—30 кВт·ч/т при размоле АШ).

Среднеходные мельницы в основном предназначаются для размола каменных углей небольшой влажности с ограниченным выходом летучих. В Советском Союзе они не получили широкого распространения.

Быстроходные мельницы применяют двух типов: молотковые и мельницы-вентиляторы.

Молотковые мельницы предназначаются для размола мягкого топлива с большим выходом летучих: бурых углей, молодых каменных углей, фрезерного торфа, горючих сланцев. Мельницы этого типа устанавливают к котельным агрегатам средней и большой паропроизводительности числом до четырех на котел. Отечественная промышленность выпускает три типа молотковых мельниц: с аксиальным, тангенциальным и аксиально-тангенциальным подводом воздуха.

Молотковая мельница с аксиальным подводом воздуха (рис. 8-4,а) состоит из стального кожуха 1, в котором вращается ротор с системой бил. Топливо, поступающее в мельницу, разбивается этими билами и одновременно подсушивается потоком горячего воздуха, который проходит в мельницу через рукава 5 и выносит размоленное топливо в размещенный над ней сепаратор (на рисунке не показан). Готовая, достаточно тонко размолотая пыль из сепаратора поступает в топку, а более крупные частицы пыли возвращаются в мельницу.

Кожух мельницы выполняют сварным из стальных листов толщиной 10—15 мм. Внутренняя сторона его защищена стальной броней. На фронтальной стене кожуха имеются створчатые двери 7, через которые можно заменять изношенные била и билодержатели, не разбирая мельницы. Ротор мельницы состоит из стального вала 2, на который посажен ряд дисков; к этим дискам особыми пальцами шарнирно крепится система билодержателей 4, на концах которых закреплены стальные или чугунные била 3. Вал ротора опирается на два роликовых или шариковых подшипника 6 с водяным охлаждением. У крупных мельниц, кроме того предусматривается водяное охлаждение вала. Вал мельницы непосредственно соединен с валом электродвигателя, установленного на общей с мельницей стальной раме. По условиям охлаждения вала и работы подшипников температура воздуха, поступающего в мельницу, не должна превышать 350—400° С.

Мельницы с тангенциальным подводом воздуха отличаются от мельниц с аксиальным подводом воздуха тем, что горячий воздух подается не вдоль вала через рукава 5, а непосредственно в кожух мельницы по всей его ширине тангенциально по отношению к поверхности ротора и в направлении вращения его (рис. 8-4,б). Это позволяет выполнить вал мельницы более коротким и подать в нее воздух с температурой до 450° С, так как этот воздух не омывает вала мельницы, вследствие чего облегчаются температурные условия работы подшипников.

В СССР изготавливают мельницы с аксиальным подводом воздуха типа ММА семи типоразмеров. Мельница с наименьшей производительностью (при размоле подмосковного угля) 1,5 т/ч имеет ротор диаметром 800 и длиной 390 мм с приводом от электродвигателя мощностью 40 квт. Мельница с наибольшей производительностью 20 т/ч (по тому же углю) имеет ротор диаметром 1660 и длиной 2004 мм с приводом от электродвигателя мощностью 400 квт. Мельницы с тангенциальным подводом воздуха типа ММТ выпускают девяти типоразмеров, начиная с мельницы с ротором диаметром 1 000 и длиной 470 мм с электродвигателем мощностью 40 квт на производительность по подмосковному углю 3 т/ч и кончая мельницей с ротором диаметром 1 500 и длиной 3 230 мм с электродвигателем мощностью 550 квт производительностью 50 т/ч на том же угле. Скорости вращения роторов названных мельниц составляют 980 и 730 об/мин и определяются условием сохранения окружной скорости бил в пределах 50—60 м/сек для большинства типоразмеров и в пределах 75 м/сек для очень крупных мельниц.

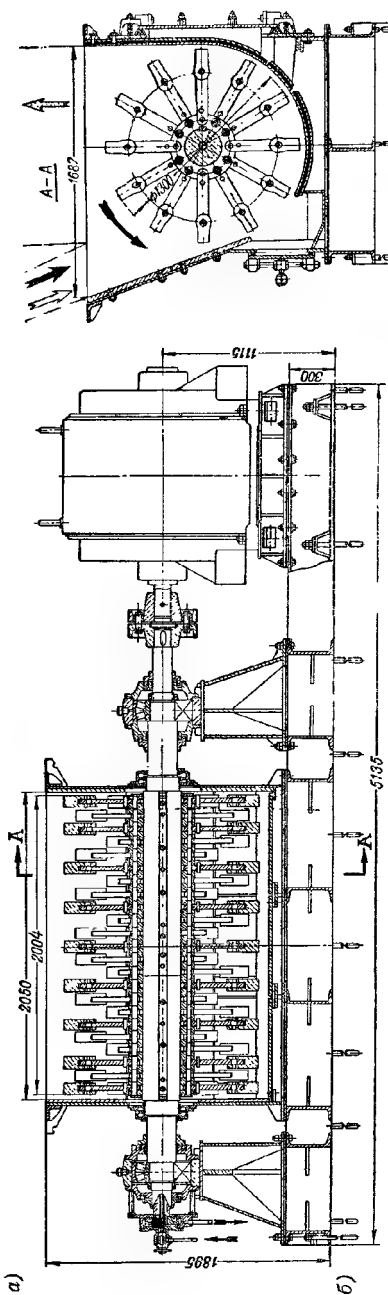
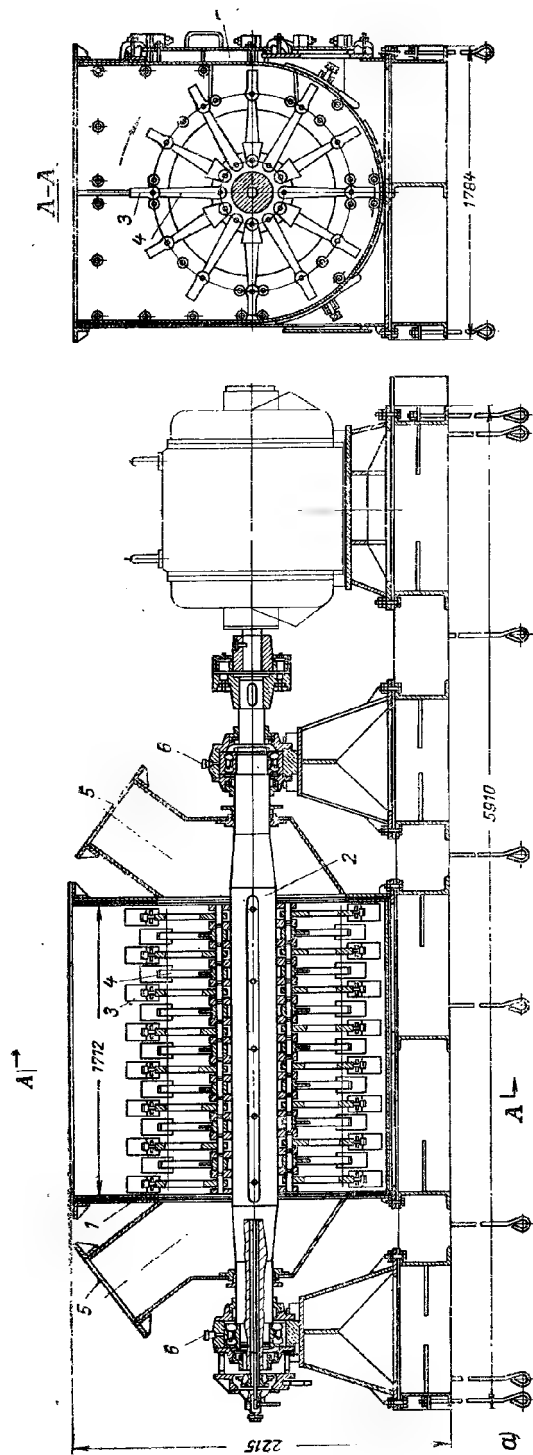


Рис. 8-4.
Молотковые
мельницы.
а — с аксаль-
ным подводом
воздуха; б —
с тангенциаль-
ным подводом
воздуха.

Относительно небольшие молотковые мельницы, устанавливаемые к котельным агрегатам средней паропроизводительности, обычно работают в сочетании с довольно примитивным сепаратором гравитационного типа (рис. 8-5, а), который выполняют в виде прямоугольной вертикальной шахты 2 из листовой стали, высотой 4—8 м и более в зависимости от производительности мельницы.

Сепарация пыли в шахте осуществляется под действием силы тяжести. Более тонкие и легкие, готовые к сжиганию частицы топлива, вынесенные из мельницы 1 в шахту, не могут противостоять силе воздействия на них восходящего потока и выносятся им непосредственно в топку через амбразуру 3 или особое горелочное устройство. Более тяжелые, недостаточно размолотые частицы топлива выпадают из шахты в мельницу для дальнейшего размола. Тонкость размола в таком сепараторе регулируют изменением скорости движения воздуха в шахте; чем выше эта скорость, тем грубее размол, и наоборот. Обычно скорость воздуха в шахте равна 3—4 м/сек. Сепаратор имеет ничтожное сопротивление, что позволяет в таких установках с молотковыми мельницами не устанавливать специального мельничного вентилятора, поскольку для подачи воздуха в пылеприготовительную установку достаточно давления дутьевого вентилятора котлоагрегата; это очень упрощает установку.

К крупным молотковым мельницам, а также к мельницам этого типа, предназначенным для выработки пыли более тонкого помола, устанавливают более совершенные центробежные или инерционные сепараторы. Выделение из потока пылевоздушной взвеси круп-

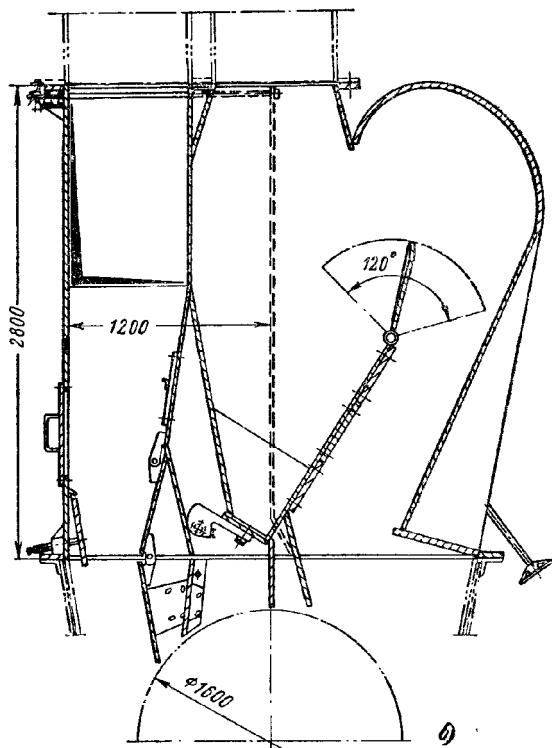
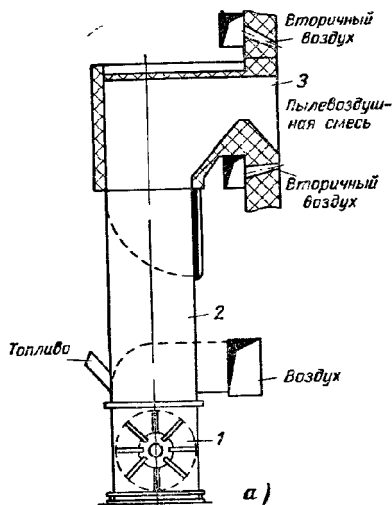


Рис. 8-5. Сепараторы молотковых мельниц.
а — гравитационного типа; б — инерционного типа.

ных, недомолотых частиц в сепараторах последнего типа (рис. 8-5,б) происходит в результате поворота потока в верхней части сепаратора.

Для обеспечения нормальных условий работы молотковой мельницы топливо, поступающее для размола, должно быть раздроблено до размеров куска, не превышающих 20 мм. При поступлении в мельницу более крупного топлива производительность ее резко снижается.

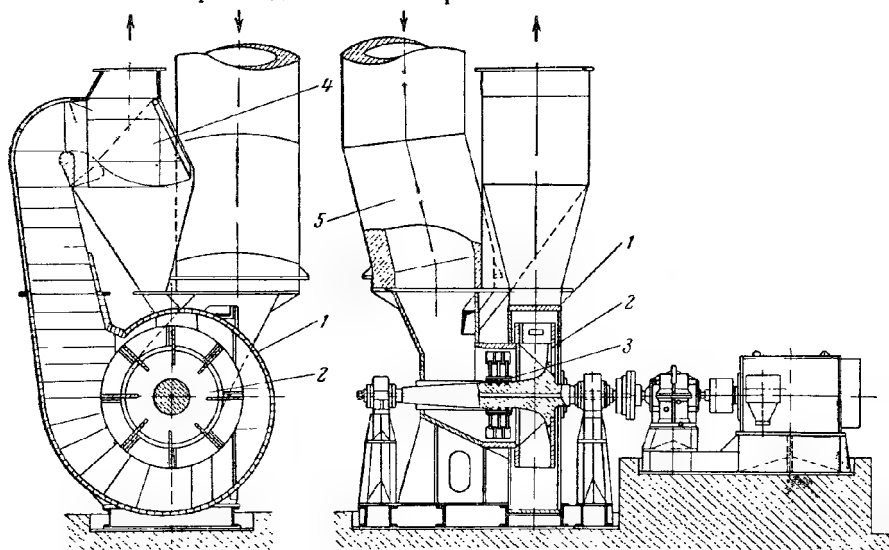


Рис. 8-6. Мельница-вентилятор.

Достоинствами молотковых мельниц являются их компактность, простота эксплуатации, гибкость регулирования, малый расход электроэнергии на размол, который, например, при размоле подмосковного угля, составляет 6—8 *квт·ч/т*.

Основным недостатком молотковых мельниц является очень быстрый износ бил, что приводит к существенному снижению производительности мельницы. Срок службы бил составляет 200—500 *ч* в зависимости от тонкости размола, твердости топлива, содержания колчедана в нем и материала бил. Для увеличения срока службы бил их выполняют из износостойчивых материалов, например марганцовистой стали или отбеленного чугуна; кроме того, била наплавляют твердыми сплавами.

Мельница-вентилятор (рис. 8-6) применяется в схеме пылеприготовления, показанной на рис. 8-1,в, и предназначена для размола влажных бурых углей. Мельницы этого типа устанавливают к котельным агрегатам средней и большой производительности числом до четырех на котел. Мелющий орган мельницы-вентилятора 2 выполнен в виде массивной крыльчатки, работающей при 980—1 470 *об/мин* и создающей давление 150—200 *кг/м²*, которого достаточно для преодоления сопротивления всего пылегазового тракта пылеприготовительной установки, включая сопротивление горелок и разрежение в верхней части топки. Мелющий орган 2 мельницы-вентилятора заключен в металлический корпус 1, покрытый изнутри броней. Через патрубок 5 к мельнице присоединяется шахта (см. поз. 5 на схеме на рис. 8-1,в), в которой происходит начальная сушка топлива дымовыми газами, отбираемыми из топки. Топливо, поступившее в мельницу вместе с дымовыми газами, подвергается размолу лопастями колеса 2 и окончательной подсушке, после чего оно выносится в сепаратор 4, в котором происходит отделение от готовой пыли более круп-

ных частиц. Готовая пыль поступает непосредственно в пылеугольные горелки тонки, а более крупные частицы возвращаются в мельницу.

Мельницы-вентиляторы изготавливают в СССР пяти типоразмеров производительностью от 3,5 до 25 $m^3/ч$ с электродвигателями мощностью от 40 до 250 $kвт$ при числах оборотов 1 470 и 980 в минуту. Давление, развиваемое мельницей, составляет 180 $кГ/м^2$. В настоящее время намечается более широкое внедрение мельниц-вентиляторов в Советском Союзе для размола как высоковлажных, так и менее влажных углей.

К вспомогательному оборудованию пылеприготовительных установок относят питатели сырого топлива и пыли, циклоны, мельничные вентиляторы, пылевые шнеки и пр.

Питатели сырого топлива устанавливают перед мельницами для дозирования подаваемого в них топлива с целью регулирования производительности мельницы и поддержания постоянства режима ее работы. Питатели сырого топлива применяют двух типов: дисковые и скребковые. Дисковый питатель предназначается преимущественно для подачи относительно сухого топлива, а скребковый — преимущественно для подачи влажных углей и фрезерного торфа.

Питатели пыли предназначаются для подачи пыли из бункера к горелкам котельного агрегата. Существует два типа питателей пыли: шнековые и лопастные. Шнековые питатели предназначаются для подачи пыли различных углей, а лопастные — для подачи пыли бурых углей и антрацитов.

Циклоны служат для отделения готовой пыли от воздуха в установках с пылеугольными бункерами. Воздух, несущий готовую пыль, поступает в циклон тангенциально и приобретает вращательное движение вокруг оси циклона, вследствие чего на частицы пыли начинает действовать центробежная сила, выносящая их из потока.

Мельничные вентиляторы предназначаются для пневматического транспорта пыли и подачи ее в горелки. Обычно эти вентиляторы рассчитывают на давление 750—1 300 $кГ/м^2$ и подачу 40—80 тыс. $m^3/ч$ воздуха с температурой до 200°С и выполняют для непосредственного соединения с электродвигателем.

8-5. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ РАЗМОЛА И СУШКИ ТОПЛИВА. НЕКОТОРЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЫЛЕПРИГОТОВИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Дробление топлива в дробилках и размол его в мельницах представляют собой процессы разрушения твердого тела под воздействием на него внешних динамических сил. В этом отношении между дроблением и размоллом топлива нет принципиальной разницы.

Твердые тела разделяют на хрупкие (стекло, уголь, чугун и т. п.), вязкие (мягкая сталь, медь и т. п.) и пластичные (влажная глина). Дроблению и размолу поддаются только хрупкие тела; пластичные тела под действием внешних сил размазываются, а вязкие — сминаются.

Дробленный или молотый материал состоит из очень большого количества отдельных частиц, имеющих различные размеры. В частности, частицы топливной пыли имеют размеры от нескольких микронов до 300—1 000 $мк$ и более. При этом в зависимости от степени дробления или размола материала некоторые частицы в общей массе могут быть и более крупными, и более мелкими. Очевидно, что чем тоньше будет измельчен материал, тем больше будет в нем мелких частиц и тем меньше крупных.

Степень дробления и размола топлива определяется просеиванием пробы через испытательные сита со строго фиксированным размером отверстий. О тонкости дробления или размола судят по процентному количеству не просеявшегося через сито остатка материала. Чем меньше этот остаток, тем тоньше раздроблено или размолото топливо. Характеристики испытательных сит из проволоочной сетки, применяемых для рассеивания пылевидных

Таблица 8-1

№ ситки	Размер стороны ячейки в свету, мм	Диаметр про-волоки, мм	№ ситки	Размер стороны ячейки в свету, мм	Диаметр про-волоки, мм
2,5	2,50	0,5	0224	0,224	0,13
2,0	2,00	0,5	02	0,200	0,13
1,6	1,60	0,45	018	0,180	0,13
1,25	1,25	0,4	016	0,160	0,10
1,00	1,00	0,35	014	0,140	0,09
09	0,900	0,35	0125	0,125	0,09
08	0,800	0,3	0112	0,112	0,08
07	0,700	0,3	01	0,100	0,07
063	0,630	0,25	009	0,090	0,07
056	0,560	0,23	008	0,080	0,055
05	0,500	0,22	0071	0,071	0,055
045	0,450	0,18	0063	0,063	0,045
04	0,400	0,15	0056	0,056	0,04
0355	0,355	0,15	005	0,05	0,035
0315	0,315	0,14	0045	0,045	0,035
028	0,280	0,14	004	0,040	0,03
025	0,250	0,13			

материалов, приведены в табл. 8-1. Для оценки степени размола употребительны сита с размерами ячеек 90 и 200 мк.

Если рассеивать пробу пыли на нескольких ситах, например на ситах с размерами ячеек 200, 125, 90, 71 и 63 мк, можно получить более подробную

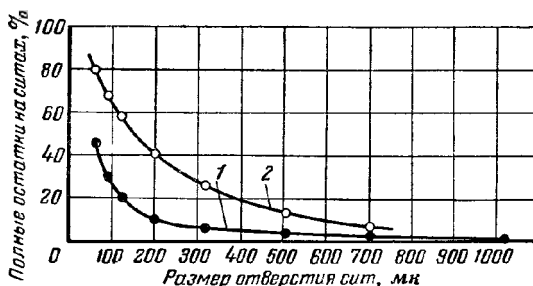


Рис. 8-7. Кривые рассева угольной пыли на испытательных ситах.

1 — более тонкий помол; 2 — более грубый помол.

характеристику ее, представив структуру пыли в виде кривой, выражающей величину полного остатка пыли на ситах в зависимости от размера сита (рис. 8-7). Для каждой рассеянной пробы такие кривые располагаются различно, причем чем тоньше помол топлива, тем ближе подходят они к оси абсцисс. Кривая имеет типично статистический характер и называется интегральной кривой массового

распределения пыли по крупности. Аналитически ее выражают формулой

$$R_x = 100e^{-bx^n}, \quad (8-1)$$

где R_x — остаток рассеиваемого материала на сите с размером отверстия x мк, %;

e — основание натуральных логарифмов;

b и n — постоянные величины, характеризующие данную рассевку.

Измельчение материала представляет собой энергетический процесс. На него затрачивается механическая энергия, которая переходит в поверхностную энергию и тепло. При этом механическая энергия, перешедшая в поверхностную, затрачивается полезно, так как этому переходу сопутствует увеличение поверхности измельчаемого тела, т. е. разрушение его. Энергия, перешедшая в тепло, теряется, рассеиваясь в окружающей среде. В соответствии с этим по аналогии с другими областями применения термодинамики можно пользоваться понятием о термическом к. п. д. процесса разрушения твердого тела η_r .

Процесс измельчения топлива в дробилке или мельнице сопровождается износом мелющих тел, на что также затрачивается энергия. Поэтому можно также ввести понятие о к. п. д. измельчающего устройства η_m .

В конечном счете общее количество энергии, затрачиваемое на работу дробилки или мельницы, можно выразить в виде:

$$\mathcal{E} = \frac{a(F_2 - F_1)M}{\eta_t \eta_m}, \text{ кет} \cdot \text{ч}, \quad (8-2)$$

где a — постоянная величина, называемая удельной поверхностной энергией измельчаемого материала, $\text{кет} \cdot \text{ч}/\text{м}^2$;

F_1 и F_2 — поверхность измельчаемого материала соответственно до и после процесса измельчения, $\text{м}^2/\text{кг}$;

M — масса измельчаемого материала, кг .

Почленным делением формулы (8-2) на время z можно представить часовую производительность B пылеугольной мельницы в виде:

$$B = \frac{N_m \eta_t \eta_m}{a(F_2 - F_1)}, \text{ кг/ч}, \quad (8-3)$$

где $N_m = \mathcal{E}/z$ — мощность, потребляемая мельницей, кет .

Производительность мельницы возрастает с ростом потребляемой мощности и доли полезно затраченной на размол энергии и уменьшается с увеличением удельной поверхностной энергии данного топлива и величины обнаженной его поверхности.

На практике величины a и $F_2 - F_1$ выражают через косвенные показатели, представляющие собой функции этих величин.

Величину удельной поверхностной энергии оценивают лабораторным коэффициентом размолоспособности топлива (по шкале ВТИ) $K_{\text{ло}}^{\text{ВТИ}}$, который возрастает с уменьшением a ; чем легче топливо размалывается, тем выше значения величины $K_{\text{ло}}^{\text{ВТИ}}$. Для различных видов топлив СССР величина коэффициента размолоспособности по шкале ВТИ изменяется в пределах от 1,05 для очень твердого топлива — донецкого антрацита до 2,1 для очень мягкого топлива — ангреноского бурого угля (см. табл. 2-7).

Величина обнаженной поверхности характеризуется остатком пыли на сите с размером отверстий 90 $\mu\text{м}$ R_{90} ; чем меньше этот остаток, тем больше величина $F_2 - F_1$.

С учетом сказанного, производительность дробилки или мельницы можно выразить следующей формулой:

$$B = C N_m \beta K_{\text{ло}}^{\text{ВТИ}} f(R_{90}) = C N_m \beta \frac{K_{\text{ло}}^{\text{ВТИ}}}{\left(\ln \frac{100}{R_{90}}\right)^n}, \text{ т/ч}, \quad (8-4)$$

где C — постоянная величина, характеризующая тип мельницы;

β — поправочный коэффициент, учитывающий начальные крупность и влажность размалываемого топлива;

n — постоянная величина, принимаемая 0,5 для шаровых барабанных и 1,0 для молотковых мельниц.

Мощность N_m для привода шаровой барабанной мельницы зависит от диаметра и длины барабана мельницы, числа оборотов ее, веса загруженных в нее шаров, а для молотковой мельницы — от диаметра и длины ротора, числа оборотов его и мощности холостого хода.

Сушка топлива необходима потому, что глина, обычно входящая в относительно большом количестве в минеральную часть топлива, придает ему при обычной влажности некоторую пластичность, приводящую к ухудшению условий размола. При подсушке топлива глина его минеральной части переходит в хрупкое состояние, что обеспечивает возможность хорошего размола.

Топливо следует подсушивать до определенной нормы, так как недостаточная подсушка топлива приводит к понижению эффективности размола, потере сыпучести пыли и ухудшению воспламенения ее. При пересушке топлива (кроме антрацита и полуантрацита) возникает опасность самовозгорания и взрыва пыли.

В принципе при пылеприготовлении ставится задача подсушить топливо до воздушно-сухого состояния, когда оно размалывается, как хрупкое тело, обладает большой сыпучестью и легко воспламеняется. Однако в практических условиях к этому стремятся только при сушке антрацита и каменных углей. При сушке бурых углей, фрезерного торфа и горючих сланцев в топливе можно оставлять некоторое количество внешней влаги, особенно когда применяют пылеприготовительные системы без промежуточного бункера, при которых исключается опасность слеживания и зависания пыли. При сушке бурых углей и горючих сланцев влажность пыли не должна превышать величины внутренней влаги топлива более чем на 5—8%; при сушке фрезерного торфа влажность пыли не должна быть ниже 25%.

Начальную температуру сушильного агента определяют из теплового расчета пылеприготовительной установки; значение этой температуры получается тем более высоким, чем выше начальная влажность подсушиваемого топлива. При сушке воздухом начальная температура не может превышать температуру горячего воздуха после воздухоподогревателя; при сушке дымовыми газами верхний предел начальной температуры сушильного агента по условиям надежности работы подсушивающих устройств и газоходов не должен превышать 800° С. Кроме того, температура сушильного агента при входе в мельницу не должна превышать допустимых значений по условиям работы ее подшипников.

В процессе сушки температура сушильного агента постепенно снижается, причем сушка во многом определяется конечным значением температуры сушильного агента: чем она ниже, тем хуже подсушено топливо, и наоборот. Поэтому температуру сушильного агента на выходе из пылеприготовительной системы нормируют.

Н и ж н и й п р е д е л температуры сушильного агента за пылеприготовительной установкой определяется требованием не допускать конденсации водяных паров в системе пылеприготовления; во всех случаях названная температура должна быть выше температуры точки росы сушильного агента по крайней мере на 5° С и не должна быть ниже 50—60° С. В е р х н и й п р е д е л ее, определяемый условиями взрывобезопасности системы, при сушке в пылеприготовительных установках с сепараторами не должен превышать для тощих углей 130° С, а для прочих топлив, за исключением антрацита и полуантрацита, 70—80° С. Для антрацита и полуантрацита верхний предел температуры сушильного агента в конце пылеприготовительной установки не нормируется. В установках с молотковыми мельницами верхний предел этой температуры составляет при размоле каменных углей 130° С, бурых углей 100° С, торфа и сланцев 80° С.

Большое значение для обеспечения нормальной работы пылеприготовительных установок имеет к о н ц е н т р а ц и я пыли в сушильном агенте, которая должна оставаться в пределах 0,5—2,0 кг/кг.

Когда сушка происходит в процессе дробления и размола, она очень интенсифицируется, так как при измельчении топлива обнажаются большие неподсушенные поверхности, а, кроме того, уменьшаются размеры и объем частиц топлива, вследствие чего ускоряется прогрев их и уменьшается путь диффузии влаги из глубины частицы к ее поверхности. В результате общее время, необходимое для завершения процесса сушки, существенно уменьшается. Это обстоятельство и привело к широкому распространению совмещенных сушки и размола в мельницах.

ТОПКИ ДЛЯ СЖИГАНИЯ ПЫЛЕВИДНОГО ТОПЛИВА

9-1. ФАКЕЛЬНЫЕ ТОПКИ

По конструкции наиболее распространенный современный тип топки для сжигания топлива в пылевидном состоянии представляет собой камеру (рис. 9-1), выполненную в виде прямоугольного параллелепипеда, длинная сторона которого расположена вертикально. Верхняя часть камеры примыкает к газоходу пароперегревателя 5 и отделяется от него тремя—шестью сильно разреженными рядами кипяtilьных труб 6, так называемым фестоном. К нижней части камеры примыкает золотая (шлаковая) воронка, выполняемая в виде опрокинутой усеченной пирамиды. В вертикальных стенах камеры располагают пылеугольные горелки 12. Изнутри стены топочной камеры 9 и золотой воронки покрывают системой труб 10—11 диаметром 51—76 мм, образующих в совокупности топочные экраны, включенные в циркуляционные контуры 2-7(8)-14-10-2 (передний экран) и 2-3-13-11-4-1-2 (боковые экраны). Пылевидное топливо (уголь, торф, сланцы) вместе с требующимся для полного его сгорания воздухом вводится в топочную камеру через горелки и под воздействием тепла, выделяемого горящими частицами находящегося в топке топлива, нагревается, газифицируется и воспламеняется. Нагрев, газификация, воспламенение и горение частиц топлива происходят при перемещении их воздухом и газообразными продуктами сгорания от места входа в топочную камеру до выхода из топки в фестон.

Образовавшийся в топке поток, состоящий из смеси воздуха, раскаленных продуктов сгорания и взвешенных в них га-

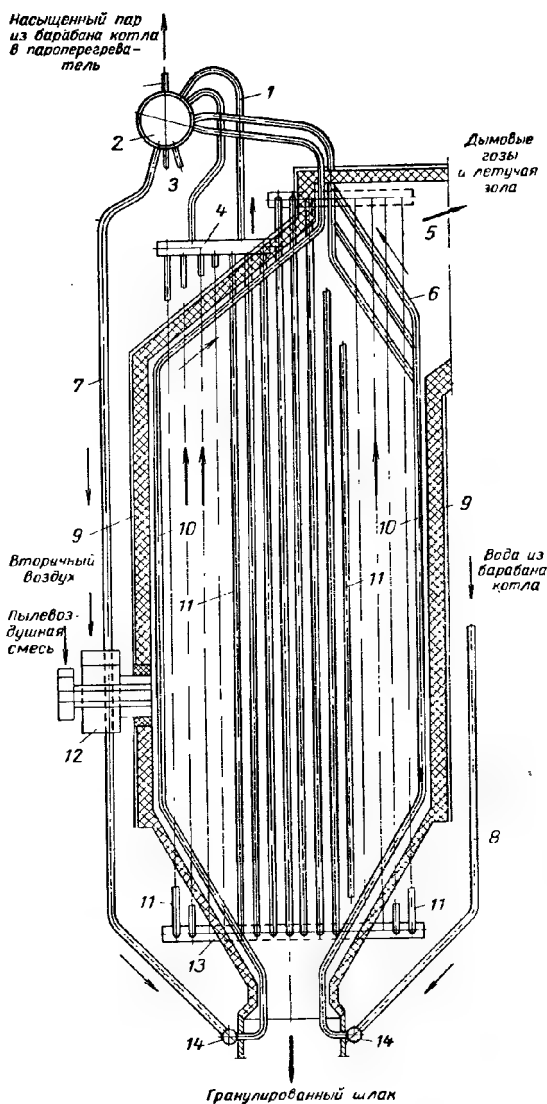


Рис. 9-1. Схема топки для сжигания топлива в пылевидном состоянии.

зифицирующихся и горящих частиц топлива, образует факел, зрительно воспринимаемый, как ярко светящееся пламя. Факел занимает в топочной камере некоторую очерченную расплывчатым пульсирующим контуром область, обусловленную законами движения газов в ограниченном объеме. Температура, развивающаяся в факеле пылеугольной топки, доходит до 1300—1400 и даже 1500°С, снижаясь, однако, при выходе из топки до 900—1100°С в результате того, что продукты сгорания отдают излучением довольно большое количество тепла топочным экранам.

По мере выгорания горючей массы частиц топлива образуется зола, обычно расплавленная, поскольку температура в факеле, как правило, превосходит температуру ее плавления. Основное количество золы обычно выносятся из топочной камеры газообразными продуктами сгорания в газоходы котельного агрегата, причем в правильно спроектированной и нормально работающей топке золовые частицы выходят из топки затвердевшими. Оставшаяся часть золовых частиц сплавляется в крупные капли шлака, выпадает из факела и, охладившись по пути, поступает в золовую воронку, а оттуда через горловину 15 удаляется из топки.

Таким образом, в топке для сжигания пылевидного топлива можно выделить следующие основные элементы; а) собственно топочную камеру; б) лучевоспринимающие поверхности нагрева (топочные экраны и — в некоторой мере — фестон); в) горелки (или амбразуры); г) устройства для приема и удаления шлака.

Топочная камера факельной топки представляет собой ограниченное отделенное обмуровкой от окружающей среды пространство, в котором происходит процесс горения топлива. Обмуровка топочной камеры образуется ее вертикальными стенами, потолочным перекрытием и конструкцией золовой воронки (или горизонтального пода). Обмуровка должна быть нетеплопроводной, чтобы количество тепла, теряемого тонкой в окружающую среду, было минимальным, и плотной, чтобы исключить возможность притока в топку холодного воздуха из окружающей среды или выбивания дымовых газов при работе котла с наддувом. Обмуровку вертикальных стен топки различают массивную, свободно стоящую, применяемую в котельных агрегатах паропроизводительностью до 50—75 т/ч, и облегченную, накаркасную, применяемую в котельных агрегатах паропроизводительностью 75—120 т/ч и выше, так как вследствие большой высоты топочной камеры, достигающей до 15 м и больше, массивная свободно стоящая обмуровка становится слишком тяжелой и неустойчивой. Кроме того, в крупных котельных агрегатах применяют также и а т р у б н у ю обмуровку, которая крепится непосредственно на экранные трубы.

Из-за большой ширины топочных камер, достигающей до 10 м и более, потолочное перекрытие выполняют плоским, подвесным из фасонного шамотного кирпича, подвешиваемого к особой каркасной конструкции. Основной обмуровки золовой воронки служит металлический бункер, являющийся обшивкой и одновременно поддерживающий обмуровку, выполняемую из изоляционного материала, покрытого слоем огнеупорного кирпича.

Лучевоспринимающими поверхностями нагрева топки обычно являются топочные экраны и фестоны. Однако в мощных котлах высокого давления во многих случаях лучевоспринимающая поверхность топки частично образуется трубами пароперегревателя. Конкретные схемы лучевоспринимающих поверхностей топки выполняют различными в зависимости от давления и температуры перегретого пара, производимого котлом, а также типа и мощности котельного агрегата.

Топочные экраны выполняют из стальных цельнотянутых труб диаметром 51—76 мм, которые располагают вплотную к обмуровке либо относят от нее на расстояние 50—100 мм. Шаг труб определяется требуемой величиной лучевоспринимающей поверхности нагрева и выбранным типом

обмуровки. Обычно шаг экранных труб не превышает 1,2—1,3 их наружного диаметра.

При сжигании трудно воспламеняющегося топлива типа антрацита возникает необходимость уменьшить тепловосприятие экранов в области расположения горелок, чтобы улучшить условия зажигания пыли. Для этого часть экранов на уровне горелок покрывают поясом огнеупорного материала высотой 2—4 м (зажигательный пояс). Зажигательный пояс может быть выполнен из фасонного огнеупорного кирпича или специальной огнеупорной массы (см. гл. 19). Для того чтобы огнеупорная масса держалась прочнее, к экранным трубам приваривают специальные шипы (рис. 9-2,а).

Экранируют топку из такого расчета, чтобы температура дымовых газов при выходе из топки не превышала температуры начала деформации золы, чтобы исключить возможность шлакования труб фестоном расплавленной золой. Обычно температуру дымовых газов в конце топки при проектировании принимают равной 1 050—1 150°C при сжигании углей, 950—1 000°C при сжигании торфа и 850—950°C — при сжигании горючих сланцев.

В последние годы в котлостроении появились топочные экраны из плавниковых труб (рис. 9-2,б). Вдоль диаметрально противоположных образующих труб 1 расположены продольные ребра-плавники 2. В совокупности такие трубы образуют сплошную экранную поверхность, которую при необходимости можно выполнить газонепроницаемой путем сварки плавников соседних труб, что дает возможность создать простую конструкцию топки для работы с наддувом.

Плавники позволяют увеличить шаг экранных труб и тем самым уменьшить их число, улучшив при этом защиту обмуровки от воздействий топочных газов, имеющих высокую температуру. Поэтому плавниковые экраны позволяют существенно упростить обмуровку топки, выполняя ее облегчен-

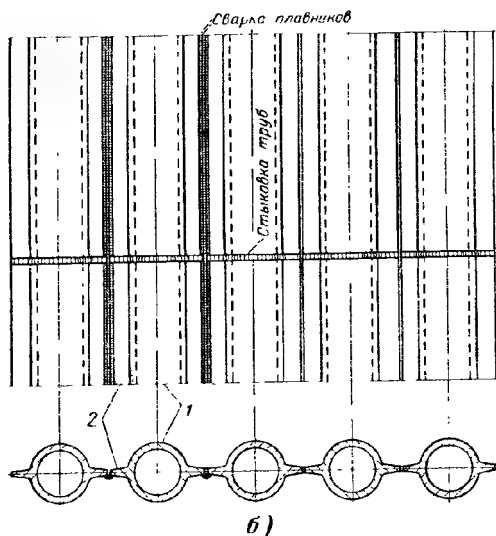
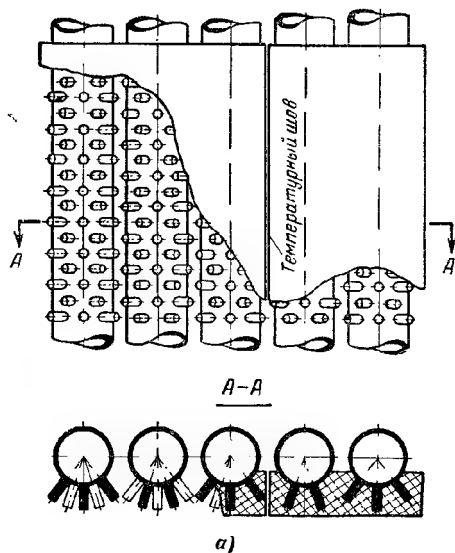


Рис. 9-2. Типы экранов.
а — шиповой; б — плавниковый.

ного типа. Кроме того, уменьшение числа экранных труб облегчает условия ввода их в коллекторы, что упрощает выполнение всей экранной системы в целом. Следует, однако, отметить, что вес плавниковых экранов получается не меньшим, чем гладкотрубных.

Горелки для сжигания пылевидного топлива обычно размещают на вертикальных стенах топочной камеры: фронтально — на передней стене, встречно — на боковых стенах или передней и задней и по углам топки. Фронтально горелки размещают в котельных агрегатах паропроизводительностью до 120 $m^3/ч$. Такое расположение наиболее рационально по условиям обслуживания котла. Однако в котельных агрегатах паропроизводительностью 150—220 $m^3/ч$ приходится переходить к боковому встречному расположению горелок, так как ширина фронта топки не позволяет разместить более четырех горелок, а на боковых стенах топки можно расположить шесть горелок. В еще более мощных котельных агрегатах осуществляют встречное размещение горелок на передней и задней стенах топки. Угловое расположение горелок применяют в котельных агрегатах паропроизводительностью 75 $m^3/ч$ и больше; оно распространено значительно меньше, чем фронтальное и боковое.

Для фронтального и встречного расположений применяют круглые закручивающие (турбулентные) горелки, создающие короткий, широко расходящийся факел, требуемый для хорошей работы топки. В отечественной теплоэнергетике распространены круглые закручивающие горелки двух типов: Таганрогского котельного завода (ТКЗ) и Государственного треста по организации и рационализации районных электрических станций и сетей (ОРГРЭС).

В горелке ТКЗ (рис. 9-3,а) пылевоздушная смесь поступает в улитку 1, закручивается в ней и выходит в топку по кольцевому каналу 3, созданному двумя концентрическими стальными трубами 4 и 5. Возникающая центробежная сила придает закрученной струе форму полого усеченного гиперболоида вращения, что приводит к образованию широко расходящегося факела. Вторичный воздух поступает в улитку 2, закручивается в ней и выходит в топку по кольцевому каналу 6, образованному трубой и амбразурой горелки, выложенной в кладке стены топки. Закрученная струя вторичного воздуха по выходе в топку также приобретает форму полого усеченного гиперболоида, объемлющего струю пылевоздушной смеси. Обе струи перемешиваются, причем центробежная сила способствует переносу частиц пыли в струю вторичного воздуха, в результате чего достигается более равномерное распределение пыли в воздухе. Ввиду того что трубы 4 и 5 постепенно обгорают под действием тепла, излучаемого факелом, концевые части 7 и 8 этих труб выполняют сменными.

Для регулирования работы горелки изменяют скорость первичного и вторичного воздуха. Внутри трубы 4 размещают растопочную мазутную форсунку 9. Горелки ТКЗ изготовляют 18 типоразмеров применительно к разным видам топлива с производительностью от 2 до 9 $m^3/ч$ по углю.

Горелка ОРГРЭС (рис. 9-2,б) отличается от горелки ТКЗ тем, что пылевоздушная смесь поступает в топку прямоточной струей через стальную трубу 2, на которой имеется сменная чугунная насадка 4. Необходимый для хорошего перемешивания со вторичным воздухом угол раскрытия струи пылевоздушной смеси достигается благодаря наличию рассекающего конуса 5.

Работу горелки регулируют изменением штурвалом 8 положения конуса 5, а также изменением количества вторичного воздуха, путем воздействия рычага 9 на положение шибера 6. Порожек 3 служит для выравнивания скорости и концентрации пылевоздушной смеси в трубе 2, так как из-за поворота потока в колесе 7 максимумы их оказываются смещенными книзу. Большое влияние на процесс воспламенения пыли оказывает угол при вершине рассекающего конуса; чем больше этот угол, тем быстрее и легче происходит воспламенение пыли. При сжигании трудно воспламеняющегося

топлива его принимают равным 120° , для легко воспламеняющихся бурых углей 60° и для каменных углей 90° .

Скорость пылевоздушной смеси в круглых закручивающих горелках при сжигании принимают для антрацитовой пыли $12\text{--}16\text{ м/сек}$, для пыли

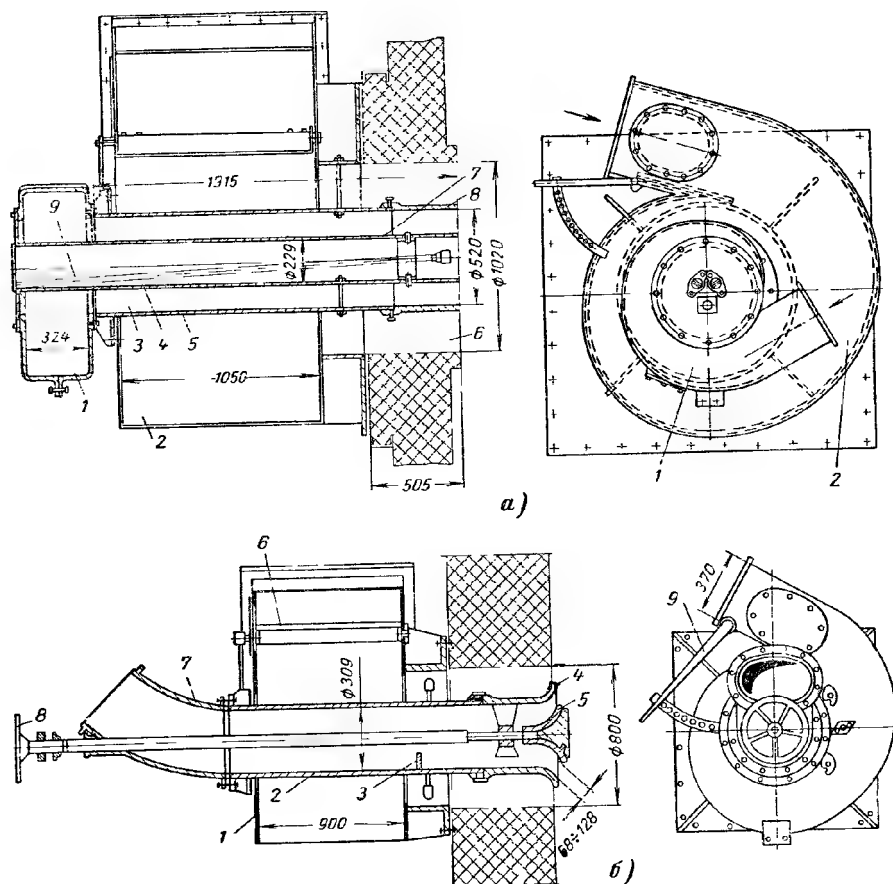


Рис. 9-3. Круглые закручивающие горелки для фронтального или бокового размещения в топках котлов.

а — горелка ТКЗ; б — горелка ОРГРЭС.

тощих углей $16\text{--}20\text{ м/сек}$, для пыли каменных и бурых углей $20\text{--}26\text{ м/сек}$. Соответственно скорости вторичного воздуха принимают равными $18\text{--}22$, 20 и $20\text{--}30\text{ м/сек}$.

Для углового расположения применяют прямоточные щелевые горелки, дающие длинный слабо расширяющийся факел. Горелки располагают так, чтобы продолжение их осей касалось воображаемой окружности диаметром 1 м , расположенной в горизонтальной плоскости в центре топki. Такое расположение приводит к тому, что в топке создается вращающийся вокруг вертикальной оси мощный вихрь топливо-воздушной смеси и дымовых газов, в котором происходит довольно эффективное перемешивание топлива и воздуха. В угловой горелке ЗиО (рис. 9-4) пылевоздушная смесь поступает в центральную трубу 2, из которой она через внутренние каналы 3 поворотного сопла 4 проходит в топку. Вторичный воздух, пройдя через корб 1, попадает в топку через наружные каналы 5 сопла 4. Сопло 4 можно

поворачивать электродвигателем 6 вверх и вниз на 10—20°, чтобы изменить положение факела в топке регулировать температуру перегретого пара.

При размоле топлива в молотковых мельницах с шахтными сепараторами в качестве простейшего горелочного устройства служит а м б р а з у р а (рис. 9-5,а), представляющая собой выполненное в обмуровке топки прямоугольное окно 2, через которое из шахты 1 в топку 5 со скоростью 4—6 м/сек поступает поток пылевоздушной смеси. Для предотвращения оседания в амбразуре топливной пыли обмуровку ее нижней части выполняют двухскатной с углом наклона 50—60°.

Количество воздуха, поступающего в топку вместе с топливом, составляет 25—30% при сжигании сухого топлива и до 60—70% при сжигании влажного топлива. Вторичный воздух подается в топку из коробов 3 со скоростью 20—40 м/сек под углом к потоку пылевоздушной смеси через две системы сопел 4, из которых одна расположена под амбразурой, а другая — над нею. Во многих случаях для создания более широкого факела в амбразуру вставляют горизонтальный рассекаатель.

Существенным недостатком рассмотренной конструкции амбразуры является неорганизованное поступление пылевоздушной смеси в топку. Поэтому в настоящее время топки с открытыми амбразурами выполняют только в котельных агрегатах небольшой паропроизводительности, предназначенных для сжигания бурых углей и фрезерного торфа. В более крупных котельных агрегатах, а также в котельных агрегатах, предназначенных для сжигания каменных углей, вместо открытой амбразуры применяют специальные горелочные устройства. Их назначением является рационально организовать ввод в топку пылевоздушной смеси и вторичного воздуха. К таким горелочным устройствам относятся эжекционные амбразуры ЦКТИ, устройства для сжигания топлива в тонких струях МЭИ, горелки типа ОРГРЭС и др.

Эжекционная амбразура ЦКТИ (рис. 9-5,б) отличается тем, что вторичный воздух вводится не в топку, а в амбразуру 2 через две системы прямоугольных щелевых каналов 3, направленных попеременно вверх и вниз под углом 45° к горизонту. Оба потока вторичного воздуха, поступая в топку под углом 90° один к другому со скоростью 35—50 м/сек, эжектируют пылевоздушную смесь и создают широко расходящийся факел. Горелочное устройство МЭИ для сжигания торфяной или угольной пыли в тонких струях показано на рис. 9-5,в.

Удаление шлака из топки при твердом шлакоудалении осуществляется через с м ы в н у ю ш а х т у (рис. 9-6,а), размещаемую под золовой воронкой. Выпадающие из факела капли шлака, охладившись при проходе через золовую воронку, скапливаются на дне ванны 1, а оттуда их периодически удаляют, смывая струей воды из сопла 2 или 3. Под крупными котлами устанавливают также шлакоприемные устройства с н е п р е р ы в н ы м удалением шлака (рис. 9-6,б). В этом случае шлак удаляется металлическим скребковым транспортером 2 из заполненной водой ванны 1. Удаленный из ванны шлак измельчается в дробилке 3, после чего он попадает в систему шлакоудаления. В топках с жидким шлакоудалением также устанавливают шлакоприемные устройства с непрерывным удалением шлака.

В СССР факельные топки с жидким шлакоудалением распространены меньше, чем топки с твердым шлакоудалением, так как первые хорошо работают только на сухих высококалорийных каменных углях, характеризующихся высокой теоретической температурой горения. На влажных бурых углях с невысокой теоретической температурой горения топки с жидким шлакоудалением работают плохо из-за трудности поддержания достаточно высокого температурного уровня над подом топки. Однако топки с жидким шлакоудалением имеют то достоинство, что в них улавливается значительно больше золы, чем в топках с твердым шлакоудалением. Так, если в топке с твердым шлакоудалением в газоходы котла уносится до 90% золы топлива и более, то в однокамерных топках с жидким шлакоудалением это количество

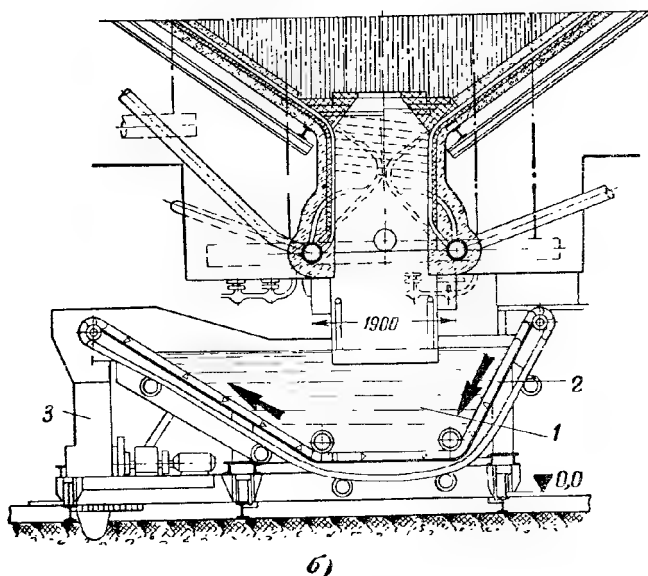
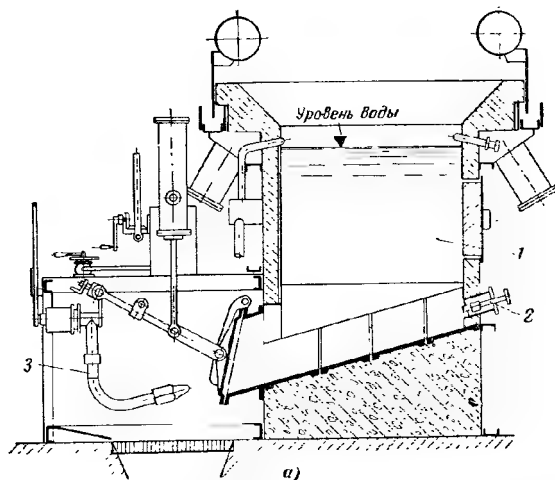


Рис. 9-6. Шлакосмывные шахты.

а — для периодического удаления шлака; *б* — для непрерывного удаления шлака

уменьшается до 75—80%, а в двухкамерных топках даже до 40—50%, что улучшает условия работы поверхностей нагрева котельного агрегата.

В некоторых случаях, главным образом при сжигании антрацитовых пыли, жидкое шлакоудаление можно осуществить и в топках, предназначенных для твердого шлакоудаления. Для этого экраны холодной воронки покрывают огнеупорной массой, в результате чего охлаждающее действие их сильно снижается и шлак начинает стекать в шлакоприемное устройство в жидком виде.

9.2. ЦИКЛОННЫЕ ТОПКИ

Топки с горизонтальными циклонными предтопками (рис. 9-7) состоят из нескольких предтопков, выходящих непосредственно в общую камеру

дожигания. Циклон представляет собой цилиндрическую камеру диаметром от 1,1 до 4,0 м с отношением длины к диаметру 1,2—1,5, выполненную из витков котельных труб небольшого диаметра, например 42 мм, к которым приваривают шипы, покрываемые слоем огнеупорной массы. В эту камеру со скоростью 100—120 м/сек и выше тангенциально вводится топливо в смеси с первичным воздухом, в результате чего создается мощный вихрь, в котором происходит интенсивное горение. Вторичный воздух вводится аксиально.

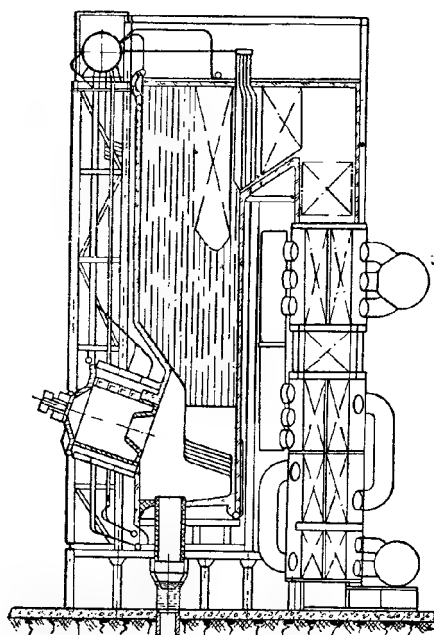


Рис. 9-7. Топка с горизонтальными циклонными предтопками.

Несмотря на интенсивность процесса горения в циклоне и высокую температуру, которая в нем развивается (до 1700° С), процесс горения из-за небольшой длины предтопка не заканчивается в нем полностью. Окончательное дожигание горючих происходит в камере дожигания, в которой вследствие применения ошипованных экранов с огнеупорной обмазкой также поддерживается высокая температура. Из камеры дожигания, продукты сгорания выходят в развитую и сильно экранированную камеру охлаждения, где происходит охлаждение их до 1100—1150° С. Вследствие высокой температуры в циклонном предтопке вся зола топлива в нем расплавляется и часть образовавшегося жидкого шлака вытекает из циклона через особое отверстие в нижней части его на под камеры дожигания, а затем через летку удаляется из топки. Другая же часть шлака, взвешенного в продуктах сгорания и увлекаемого ими, выходит

в камеру дожигания через центральную выходную горловину циклона и здесь частично улавливается при прохождении продуктов сгорания через ошипованные экраны, отделяющие камеру догорания от камеры охлаждения. В результате в дымовых газах поступающих в камеру, остается 10—20% золы топлива.

В зависимости от паропроизводительности котельного агрегата и размеров предтопок на котел устанавливают до шести предтопок и более. Работа предтопка характеризуется теплонпряжением топочного объема порядка $(2 \div 5) \cdot 10^6$ ккал/м³·ч. Работают эти циклоны на грубой пыли или мелкодробленом топливе, причем с возрастанием скорости ввода в предтопок пылевоздушной смеси увеличиваются и размеры частиц топлива, сжигаемого в нем.

У топок с вертикальными циклонными предтопками (рис. 9-8) высота предтопка составляет 3,5—4,0 его диаметра, что обеспечивает почти полное сгорание в нем топлива. Топливо-воздушная смесь вводится в циклонную камеру сверху через особую горелку со скоростью 20—30 м/сек, а вторичный воздух вводится поэтапно по высоте камеры через сопла со скоростью 60—65 м/сек. Дымовые газы выходят из циклона в нижней его части. Шлак удаляется из нижней части циклона через летку. Кроме того, часть оставшегося в дымовых газах шлака улавливается экраным пучком и также стекает через летку. Нижняя часть циклонного предтопка непосредствен-

но сообщается с камерой охлаждения соединительной амбразурой. На котельный агрегат устанавливают два или несколько предтопков. Вертикальный циклонный предтопок работает с тепловым напряжением топочного пространства $\sim 1,5 \cdot 10^6 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$ при коэффициентах избытка воздуха 1,05—1,10 и шлакоулавливания 0,6—0,5.

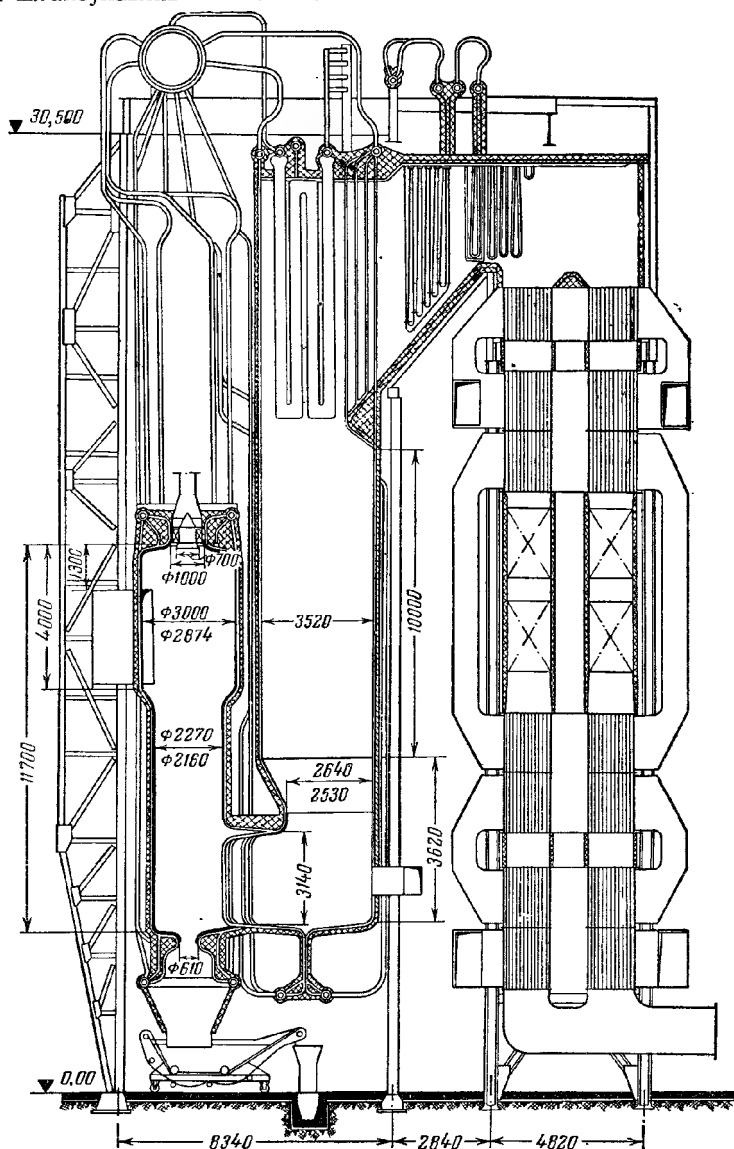


Рис. 9-8. Топка с вертикальными циклонными предтопками.

То обстоятельство, что циклонные топки работают на пыли грубого размола или мелкодробленом топливе, упрощает систему топливоприготовления и снижает удельный расход электроэнергии на размол. Однако необходимость подавать в циклонную камеру пылевоздушную смесь и вторичный воздух с большой скоростью требует существенного повышения давле-

ния дутьевых вентиляторов (до 700—900 кГ/м²) и как следствие существенного повышения расхода электроэнергии на дутье. В результате общий собственный расход электроэнергии котлоагрегатов с циклонными топками оказывается не меньшим, чем у таких же агрегатов с факельными топками.

9-3. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПОК ДЛЯ СЖИГАНИЯ ПЫЛЕВИДНОГО ТОПЛИВА

Основным фактором, определяющим эффективность и экономичность работы факельной топки, является тепловое напряжение топочного пространства, представляющее собой отношение

$$Q/V = \frac{BQ_p}{V_T}, \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}, \quad (9-1)$$

где V_T — объем топочной камеры, м³.

Оптимальные значения теплового напряжения топочного пространства факельной топки при сжигании пылевидного топлива составляют (120 — 200) · 10³ ккал/м³ · ч в зависимости от сорта топлива и типа пылеприготовления. Оптимальные значения теплового напряжения топочного пространства при заданной тонкости помола топлива определяют минимальные потери от химической и механической неполноты сгорания. Повышение величины Q/V по отношению к номинальной влечет за собой повышение потерь от химической неполноты сгорания и от механического недожога.

Как и при сжигании топлива в слое, потеря тепла от химической неполноты сгорания возникает из-за наличия в дымовых газах, выходящих из топки, продуктов неполного сгорания: тяжелых углеводородов, СО и Н₂, а потеря тепла от механической неполноты сгорания — из-за наличия в летучей золе и шлаке, покидающих топку, некоторого количества углерода. Потеря тепла от химической неполноты сгорания, отсутствующая при сжигании топлива, бедного летучими, появляется при сжигании топлива с умеренным и большим выходом летучих. Наоборот, потеря тепла от механической неполноты сгорания имеет максимальное значение при сжигании топлива, бедного летучими, и постепенно уменьшается с увеличением выхода летучих из топлива. Потеря тепла от механической неполноты сгорания сильно зависит от тонкости помола топлива, резко возрастающая с угрублением помола по сравнению с оптимальными значениями.

Основные расчетные характеристики пылеугольных топок приведены в табл. 9-1.

Сопоставление данных табл. 9-1 и 7-1 показывает, что в камерных топках потери от химической и механической неполноты сгорания, а также оптимальные значения коэффициента избытка воздуха в топке являются более низкими, чем в слоевых топках. Это указывает на более высокую экономичность сжигания твердого топлива в пылевидном состоянии.

Для экономичного сжигания пылевидного топлива должно быть обеспечено достаточное время пребывания частиц топлива в топке, что достигается созданием факела достаточной длины. Для котлов паропроизводительностью 20—50 т/ч длину факела принимают 7—10 м, для котлов паропроизводительностью 75—120 т/ч 11—13 м и для котлов паропроизводительностью 150—230 т/ч 14—16 м, причем верхние пределы выбирают для антрацита и тощего угля. Для обеспечения свободного развития факела глубину топки при фронтном расположении горелок или амбразур молотковых мельниц с шахтными сепараторами принимают:

Паропроизводительность котельного агрегата, т/ч	15	20	75	120	230
Глубина топки, м	4,0	4,5	5,5	6,0	7,0

При угловом расположении горелок топку в плане следует выполнять квадратной или с отношением сторон, не превышающим 1,2.

Таблица 9-1

Тип топки	Наименование топлива	Коэффициент избытка воздуха в топке	Допустимое по условиям горения тепловое напряжение топочного объема, $10^3 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{ч}$	Потери тепла, %		
				от химической неполноты сгорания	от механической неполноты сгорания	
					котлы с $D \geq 50 \text{ м/ч}$	котлы с $D < 50 \text{ м/ч}$
Пылеугольные с шаровыми барабанными, среднеходными и быстроходными мельницами с центробежными и инерционными сепараторами	АШ (утепленные шлаковые воронки)	1,25	125	0	2—3	3—4
	Тощие угли	1,25	160	0	2	3
	Каменные угли ($V^r \leq 25\%$)	1,20	160	0	2	3
	Каменные угли ($V^r > 25\%$)	1,20	160	0,5	1,5	2,5
	Бурые угли	1,20	200	0,5	0,5	1
Пылеугольные с быстроходными молотковыми мельницами и шахтными сепараторами	Каменные угли ($V^r > 30\%$)	1,25	130	0,5	4	6
	Бурые угли	1,25	150	0,5	1	2
	Сланцы гдовские и естоиские	1,25	120	0,5	1	1,5
	Фрезерный торф	1,25	150	1	1	2
Для сжигания мазута и газа	Мазут	1,05 — 1,15	250—	1	—	—
	Газ	1,10	600	1	—	—

Примечание. Таблица составлена по расчетной нормали РН 5-02 нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов.

Сжигание топлива в пылевидном состоянии требует обязательного подогрева воздуха как для обеспечения надлежащей сушки топлива, так и для создания лучших условий сжигания его. Рекомендуемые значения температуры воздуха, подаваемого в топку, приведены в табл. 9-2.

Таблица 9-2

Тип топки	Сорт сжигаемого топлива	Рекомендуемая температура подогрева воздуха, °С
Факельная с твердым шлакоудалением	Антрацитовый штыб и тощие угли	380—420
	Каменные угли, сланцы северо-западных месторождений и другие топлива с приведенной влажностью до 8%	250—300
	Бурые угли, фрезерный торф и другие топлива с приведенной влажностью выше 8%	380—420
Факельная и циклонная с жидким шлакоудалением	Все сорта твердого топлива	380—420
Факельная	Мазут и природный газ	200—300

Сводка рекомендаций по выбору типа пылеугольной топки для различных видов топлива и производительности котельных агрегатов приведена в табл. 6-1.

ТОПКИ ДЛЯ СЖИГАНИЯ МАЗУТА И ГАЗА

10-1. ТОПКИ ДЛЯ СЖИГАНИЯ МАЗУТА

Мазут успешно сжигают под котлами паропроизводительностью до 950 *т/ч* и выше в факельных, а в некоторых случаях и циклонных топках.

Для того чтобы сжечь жидкое топливо, его необходимо предварительно распылить, с тем чтобы улучшить условия испарения, поскольку при горении жидкого топлива горят газообразные продукты его испарения. Для распыления и ввода мазута в топку служат специальные приборы, называемые форсунками.

Топка для сжигания мазута состоит из топочной камеры, лучевоспринимающих поверхностей нагрева и форсунок.

Топочную камеру и лучевоспринимающие поверхности нагрева при сжигании мазута выполняют так же, как и при сжигании пылевидного топлива, с той особенностью, что низ камеры ограничивают горизонтальным или слегка наклонным подом; сама камера получается относительно меньших размеров, так как мазут можно сжигать при значительно более высоком тепловом напряжении топочного пространства, чем пылевидное топливо. В котлах небольшой паропроизводительности под топки часто не экранируют, чтобы упростить выполнение экранной системы.

Форсунки размещают так же, как и горелки в пылеугольных топках, т. е. фронтально, встречно и по углам топки. Их разделяют на четыре основных типа: механические, паровые, ротационные и воздушные.

Механические форсунки (рис. 10-1) основаны на использовании для распыления мазута энергии вращательного движения его в цилиндрической камере. Сильно завихренная жидкость выходит через центральное отверстие распылителя (шайбы), прикрывающего торец цилиндрической камеры, совершая быстрое вращательное движение. С момента выхода из распылителя жидкость начинает двигаться по прямым, являющимся касательными к спиральным траекториям в отверстии (канале) распылителя, в результате чего выходящая из форсунки жидкость образует пленочный гиперболоид вращения. При движении жидкости толщина пленки сначала уменьшается, а затем наступает разрыв ее на тонкие струйки, которые почти тотчас распадаются на отдельные капли. Чтобы создать вращательное движение жидкости в цилиндрической камере форсунки и обеспечить необходимую для тонкого распыления скорость истечения из отверстия шайбы, топливо подают насосом в форсунку под давлением. В СССР механические форсунки изготовляют производительностью 200—4 000 *кг/ч* при расчетном давлении топлива 20—35 *ат*.

Форсунка (рис. 10-1, а) состоит из корпуса 1 и подводящего ствола 2, на котором пустотелой гайкой 6 закреплена распыливающая головка. Последняя состоит из распределительного диска 3, где поток мазута разделяется на струйки, завихряющего диска 4 с центральной камерой, в которой происходит завихрение струи мазута, и распыливающей шайбы 5 с отверстием диаметром 2—8 *мм* в зависимости от производительности форсунки. Все эти три детали наложены одна на другую и закрывают конец подводящего ствола. Мазут из ствола через отверстие распределительного диска входит в периферийную часть прорезей завихрителя, по ним — в его центральную камеру, а оттуда через отверстие распыливающей шайбы выдается в топку.

Достоинство механических форсунок заключается в том, что они не требуют пара на распыление топлива. Это достоинство перекрывает некоторые недостатки форсунок, особенно когда их устанавливают на паровых котлах электрических станций, где борьба с потерями пара и конденсата ведется очень активно. Недостатками механических форсунок являются

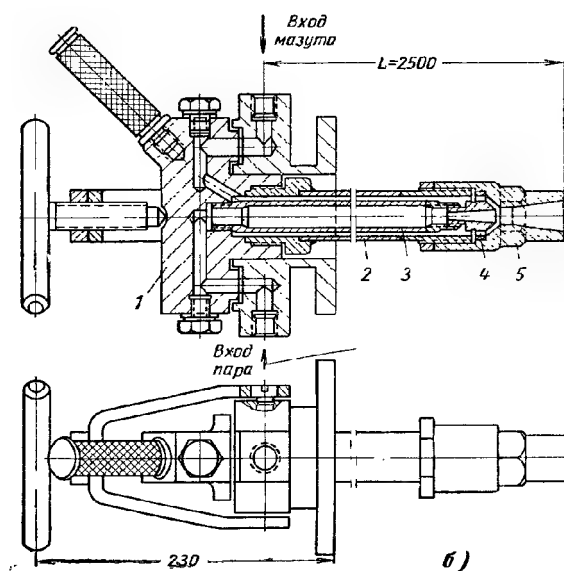
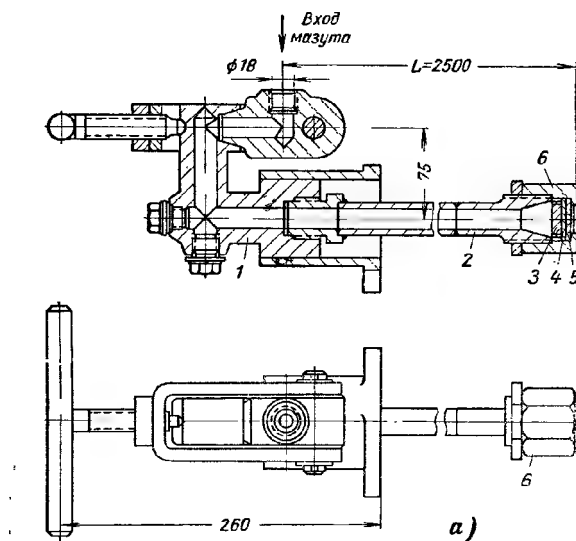
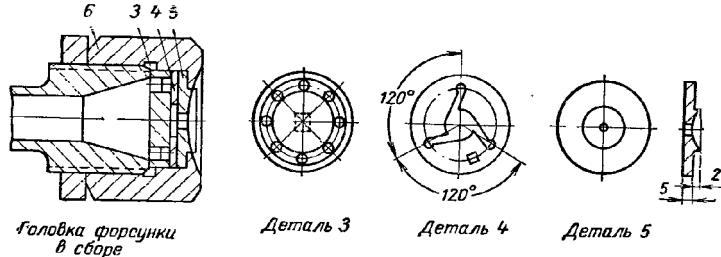


Рис. 10-1. Мазутные форсунки.
а — с механическим распыливанием; б — с паровым распыливанием.

засорение их выходного отверстия и зарастание его нагаром (нефтяным коксом), а также ограниченная возможность регулирования производительности только в диапазоне 80—100%. Последнее обстоятельство приводит к необходимости выключать часть форсунок при снижении нагрузки котла, что приводит к ухудшению процесса горения и увеличению избытка воздуха в конце топки. Снизить этот избыток до нормы без дальнейшего ухудшения горения не удастся. В результате экономичность работы котла при пониженной нагрузке заметно снижается.

Производительность механических форсунок обычно регулируют дроселированием топлива, что связано с понижением давления перед головкой форсунки и ухудшением распыления.

Для обеспечения нормальной работы вязкость топлива перед механической форсункой не должна превышать 3,5° ВУ, что достигается подогревом мазута до соответствующей температуры, которая, например, для мазута марки 40 составляет приблизительно 105° С, а для мазута марки 100 — приблизительно 120° С.

Форсунки с паровым распылением основаны на использовании кинетической энергии струи водяного пара: тонкая струйка жидкого топлива, попадая под некоторым углом в струю пара, движущегося с большой скоростью, разбивается на отдельные капли. Для распыления топлива применяя пар с давлением 5—25 ат; расход пара составляет 0,3—0,5 кг на 1 кг топлива, что соответствует 3—5% количества пара, вырабатываемого котлом, обслуживаемым форсунками. Топливо поступает к форсунке от специального насоса.

Форсунка с паровым распылением, показанная на рис. 10-1, б, состоит из двух концентрических труб 2 и 3, ввернутых в общий корпус 1. Пар поступает во внутреннюю трубу и выходит из нее через расширяющееся сопло 4, благодаря чему может быть достигнута очень высокая скорость истечения (до 1 000 м/сек и более) и получена большая кинетическая энергия пара. Топливо, пройдя кольцевой канал между внутренней и наружной трубами форсунки, попадает в поток пара тонкой струйкой конической формы через кольцевую щель, образуемую обрезом сопла паровой трубы и внутренней конической поверхностью фасонной пустотелой гайки 5.

Распыление жидкого топлива в паровой форсунке происходит тем лучше, чем выше давление пара перед форсункой, так как с повышением давления пара возрастает скорость истечения его, а вследствие этого и величина кинетической энергии. Максимально допустимая при паровых форсунках вязкость топлива составляет 15° ВУ, а рекомендуемая — около 7° ВУ. Производительность изготавливаемых в СССР форсунок этого типа составляет 60—1 800 кг/ч.

Недостатки паровых форсунок заключаются в том, что они потребляют большое количество пара и работают с большим шумом. Это ограничивает область применения их в основном котлами производительностью до 20 т/ч.

При установке механических и паровых форсунок весь воздух, необходимый для горения, подают в топку вокруг ствола форсунки через круглые амбразуры. Для регулирования количества подаваемого воздуха применяют специальные р е г и с т р ы. При установке механических форсунок регистры выполняют так, чтобы они обеспечивали закручивание потока воздуха, подаваемого в топку (рис. 10-2).

В крупных котельных агрегатах необходимый для горения воздух, подогретый до 200—300° С, подается дутьевым вентилятором. В небольших котельных агрегатах воздух чаще подается холодным. При паровых форсунках можно обходиться без дутьевого вентилятора. Скорость воздуха в амбразурах при механических форсунках и вентилятором дутье принимается равной 20—35 м/сек, а при паровых форсунках и отсутствии вентиляторного дутья 5—8 м/сек.

Стремление получить мазутную форсунку, экономично работающую в широком диапазоне регулирования, привело к созданию паромеханических

форсунок, в которых достигают глубины регулирования, достигающей до 10% номинальной производительности и которые при нагрузке выше 60% работают как механические, а ниже — как паровые. Регулируются они изменением давления топлива перед форсункой; требуемое давление пара составляет 2—2,5 ат; расход пара 0,02—0,03 кг/кг топлива.

Ротационные форсунки (рис. 10-3) отличаются тем, что в них топливо распыляется под воздействием центробежной силы, создаваемой быстро вращающимся ротором. Основой конструкции форсунки является коническая распыливающая чаша 3, посаженная на конце вала 9, который во время работы форсунки вращается со скоростью 5—7 тыс. об/мин. Топливо по мазутопроводу подается через камеру 1 в распыливающую

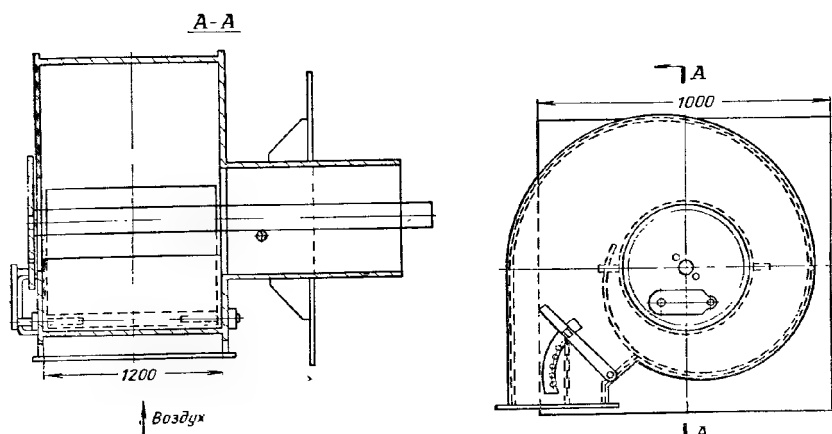


Рис. 10-2. Воздушный регистр для механической форсунки с закручивающим вводом воздуха.

чашу и под влиянием центробежной силы растекается по внутренней ее поверхности, а затем в виде тонкой пленки поступает в топочную камеру, где превращается в капли. Для улучшения распыления топлива вокруг чаши через зазор, образуемый ею и соплом 4, крыльчаткой вентилятора 7, также сидящей на валу 9, в топку подается часть воздуха, необходимого для горения. Вторичный воздух поступает в топку через кольцевое пространство, образуемое соплом 4 и кожухом 2.

Ротационные форсунки пока мало распространены, но ряд достоинств делает их перспективными. Производительность форсунок достигает 3 т/ч и более. Качество распыления у них не хуже, чем у форсунок других типов. Они не требуют нефтенасосов высокого давления, так как сопротивление их незначительно, и не нуждаются в тонкой фильтрации топлива. Их производительность регулируется в пределах от 15—20 до 100% номинальной. Недостатками ротационных форсунок являются сложность устройства и создаваемый ими шум.

В форсунках с воздушным распылением топливо вводится в топку с воздухом, подаваемым для горения; 50—70% всего расходуемого воздуха поступает под давлением 250—300 кг/м² во внутренний канал 1 горелки (рис. 10-4), а затем в завихритель 2, в котором он сильно закручивается, одновременно направляясь к оси горелки подпорным кольцом 3. На выходе из завихрителя воздух встречает мазут, идущий из мазутного ствола 6, и распыляет его. Вторичный воздух поступает в топку через наружный канал горелки 5 и регистр 4, в котором он также закручивается. Регулируется горелка в диапазоне 20—100% номинальной производительности.

Воздушные форсунки выпускают производительностью до 500 кг/ч. В топках, предназначенных для сжигания только мазута, они не распространены, так как мазут распыляется в них хуже, чем в форсунках других типов, в результате чего факел получается более длинным, а потери топлива — более высокими. Однако воздушное распыление мазута применяется в некоторых типах комбинированных газомазутных горелок (см. ниже) в тех случаях, когда основным топливом является газ, а мазут является резервным.

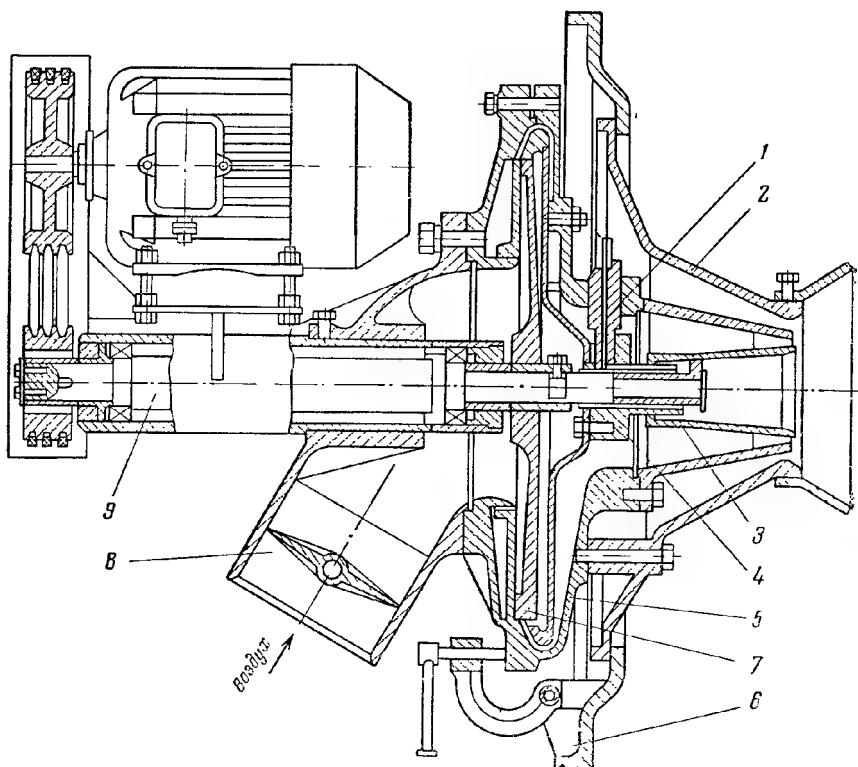


Рис. 10-3. Мазутная ротационная форсунка.

Факел, создаваемый форсунками разных типов, имеет различные формы. В этом отношении паровые форсунки проявляют себя хуже, чем механические и ротационные, так как не дают широкого разброса распыляемого топлива: основная часть его проходит в центральной части факела, а по мере удаления от его оси количество проходящего топлива заметно уменьшается. Поэтому на периферии факела процесс горения заканчивается значительно скорее, чем на его оси. В результате при паровых форсунках факел получается узким и длинным, плохо заполняет топку и горение в нем затягивается. Механические и ротационные форсунки, дающие широкий разброс распыляемого топлива, в сочетании с регистрами, закручивающими поток воздуха при вводе его в топку, создают более короткий и широкий факел. В результате топка лучше заполняется пламенем, а процесс горения завершается в ее пределах.

Мазут сгорает тем лучше, чем тоньше он распылен, так как чем мельче его капли, тем быстрее они испаряются и начинают гореть. Поэтому первоочередной задачей эксплуатации является обеспечение надлежащей работы форсунок. Наряду с этим требуется соблюдать правильный воздушный режим

с поддержанием коэффициента избытка воздуха в конце топки на уровне 1,10—1,15, а также следить за тем, чтобы была обеспечена надлежащая температура подогрева топлива. Сжигание мазута, как правило, связано со следующими эксплуатационными затруднениями: а) зарастанием плотными отложениями поверхностей нагрева котельного агрегата, работающих при

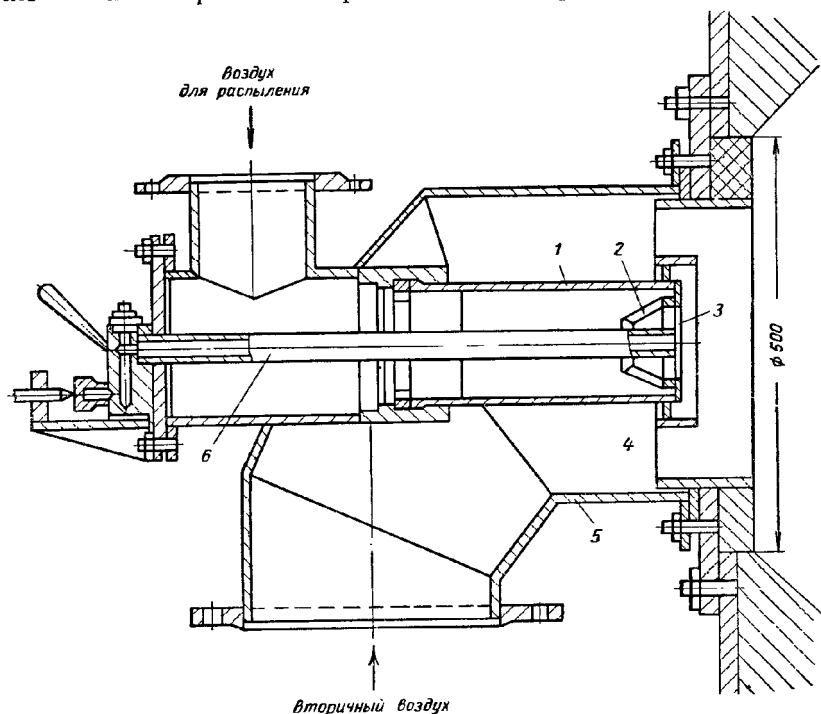


Рис. 10-4. Мазутная форсунка с воздушным распылением.

высокой температуре; б) ванадиевой коррозией металла, имеющего высокую температуру; в) сернокислотной коррозией металлов поверхностей нагрева в зоне низкой температуры. Эти явления связаны между собой и проявляются тем острее, чем больше в мазуте серы.

При проектировании мазутных топок исходят из теплонпряжения топочного пространства $(250 \div 600) \cdot 10^8$ ккал/м³·ч. Однако если в топке, кроме жидкого, должно также сжигаться пылевидное топливо, ее проектируют для сжигания последнего, т. е., в частности, с золовой воронкой или подом для жидкого шлакоудаления.

Число форсунок принимают небольшим, а сами форсунки изготовляют относительно крупными. Конструкция форсунки должна допускать возможность регулирования ее производительности в широких пределах, чтобы можно было обходиться без выключения части форсунок при работе котла на пониженной нагрузке. Это позволяет сохранять нормальные значения коэффициента избытка воздуха во всем диапазоне изменения нагрузки котельного агрегата, так как через регистры неработающих форсунок в топку поступает излишний воздух. При размещении крупных мазутных форсунок производительностью 500—1 000 кг/ч на фронтальной стене топки расстояние от крайних форсунок до боковых стен принимают не менее 1—1,2 м, а от нижнего ряда форсунок до пода — не менее 1 м. При размещении форсунок меньшей производительности в топках небольших котлов (2,5—20 т/ч) это требование становится невыполнимым и расстояние от крайних форсу-

нок до боковых стен приходится уменьшать по сравнению с рекомендуемым. Глубина топки в этом случае должна быть не менее:

Паропроизводительность котла, m^3/h	2,5—4	4—10	10—20
Глубина топки при механических, воздушных и паромеханических форсуниках, m	2,5	3,0	3,5
Глубина топки при паровых форсуниках, m	3,0	3,5	4,0

Расчетные данные для мазутных топок были приведены в табл. 9-1 и 9-2.

10-2. ТОПКИ ДЛЯ СЖИГАНИЯ ГАЗА

Широкое развитие газовой промышленности привело к значительному увеличению использования природного газа как топлива для отопительных и производственных котельных. Кроме того, под котлами сжигают и другие газы — доменный, коксовый, нефтяной.

Топочная камера и лучезоспринимающие поверхности нагрева топки для сжигания газа выполняются так же, как и для мазутных топок, и рассчитывают их на те же параметры. Поэтому топки для сжигания газа пригодны для сжигания мазута и наоборот. Газ и весь воздух, необходимый для горения, подают в топочную камеру через горелки, в которые газ поступает под давлением газовой сети.

Газовые горелки, как и пылеугольные, можно размещать на фронтной, боковых или задней стенах топки в один или два ряда. В настоящее время получило распространение большое число типов и конструкций горелок как чисто газовых, предназначенных для подачи в топку только газа, так и комбинированных — газомазутных и пылегазовых, через которые в топку можно подавать одновременно или разновременно газ и мазут либо газ и пылевидное топливо.

Тип и конструкция газовой горелки определяются видом сжигаемого газа, давлением его, производительностью по газу и теплу и, наконец, тем обстоятельством, является ли горелка чисто газовой или комбинированной. Газовые горелки, предназначенные для установки в топках паровых котлов, можно классифицировать по ряду отличительных признаков. Прежде всего горелки можно разделить на *факельные*, при которых горение газа происходит в факеле, и *беспламенные*, при которых горение газа происходит в керамических туннелях почти без факела. По давлению газа, подаваемого в горелки, их можно разделить на *горелки низкого, среднего и высокого давления*. По характеру подвода воздуха различают горелки с *принудительной* подачей, в которых воздух подается в горелку под давлением, создаваемым дутьевым вентилятором, и *инжекционные*, в которых воздух инжектируется в горелку и топку струей газа. По форме создаваемого факела горелки разделяют на *прямоточные*, создающие узкий и длинный факел, и *закручивающие*, создающие широкий и относительно короткий факел.

Для сжигания природного газа под котлами паропроизводительностью до 15—20 m^3/h применяют *круглые закручивающие горелки низкого давления с принудительной подачей воздуха и инжекторные горелки*.

Закручивающая горелка низкого давления с принудительной подачей воздуха системы Мосгазпроекта (рис. 10-5) представляет собой цилиндрический стальной сварной корпус 4, который прикрепляется к каркасу топки фланцем 5. Газ по патрубку 1 поступает в камеру 2, откуда он по 15—18 трубкам 3 проходит в топку через отверстия 8 в стенке 9. Воздух под давлением, создаваемым дутьевым вентилятором, через патрубок 10 поступает в корпус 4 между трубками 3, а оттуда через те же отверстия 8 проходит в топку, концентрически охватывая струи газа, вытекающие из трубок 3. Стенка 9 со стороны топки защищается футеровкой толщиной

70—100 мм из огнеупорного бетона или шамотной массы. Газ из трубок 3 выводится через ряд отверстий небольшого диаметра. Воздух на пути в топку встречает завихрывающие его лопатки 7, размещенные у входа в отверстия 8, что способствует улучшению перемешивания его с газом и созданию более равномерной газозвушной смеси на выходе из горелки. Центральная труба 6 служит для розжига горелки и наблюдения за факелом. При комбинированном сжигании газа и мазута в этой трубе может быть установлена мазутная форсунка. Горелка работает устойчиво и надежно в большом диапазоне

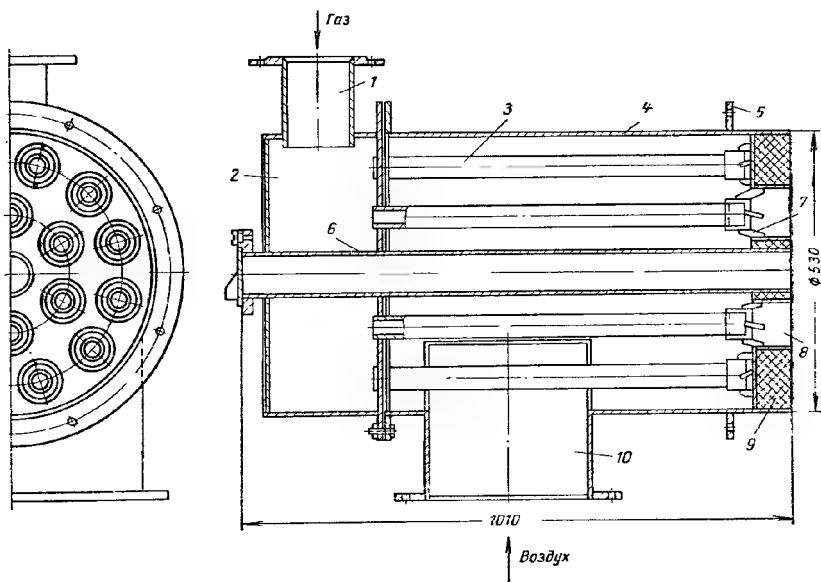


Рис. 10-5. Горелка Мосгазпроекта для котлов небольшой производительности.

регулирования производительности. Вследствие хорошего перемешивания газа и воздуха на выходе из горелки факел получается сравнительно коротким.

Горелки изготовляют восьми типоразмеров на производительность по теплу от 340 000 до 8 000 000 ккал/ч при номинальном давлении газа перед горелкой 100 кг/м².

Комбинированная газомазутная горелка низкого давления ЦКТИ — Ильмаринетипа НГМГ (рис. 10-6) выполняется как с воздушной, так и с паромеханической мазутной форсункой. Газообразное топливо через патрубок 2 попадает в кольцевую камеру 6, из которой оно через отверстия 4 выходит в зону регистра 5, лопапки которого поставлены под углом 45° к оси горелки. Здесь газ смешивается со вторичным воздухом, который вводится в горелку через патрубок 8, и в закрученном потоке поступает в топку. В случае установки мазутной форсунки с воздушным распылением 7 мазут, вытекающая из сопла форсунки, попадает в зону завихрителей 3 в поступающий через патрубок 1 сильно закрученный поток первичного воздуха, которым и распыляется. Образовавшаяся взвесь смешивается с необходимым количеством вторичного воздуха, поданным в горелку через патрубок 8 и закручивающимся в регистре 5, после чего поступает в топку, где и сгорает.

Вторичный воздух подается в горелку от дутьевого вентилятора под давлением 100—150 кг/м²; воздух, служащий для распыления мазута, подается от особого вентилятора под давлением около 400 кг/м² в количестве около 10% требуемого. Завихритель 3 и регистр 5 имеют одинаковое на-

правление вращения. Горелки выпускают четырех типоразмеров производительностью по теплу от $1 \cdot 10^6$ до $5,5 \cdot 10^6$ ккал/ч. Требуемое давление газа не превышает 250—300 кг/м².

Комбинированная газомазутная горелка низкого давления типа «Оргэнергогаз» мало отличается от горелки НГМГ. Вторичный воздух закручивается в улитке. Мазутная форсунка конструктивно выполнена как паровая, но обычно работает как воздушная. Как первичный, так и вторичный воздух подается дутьевым вен-

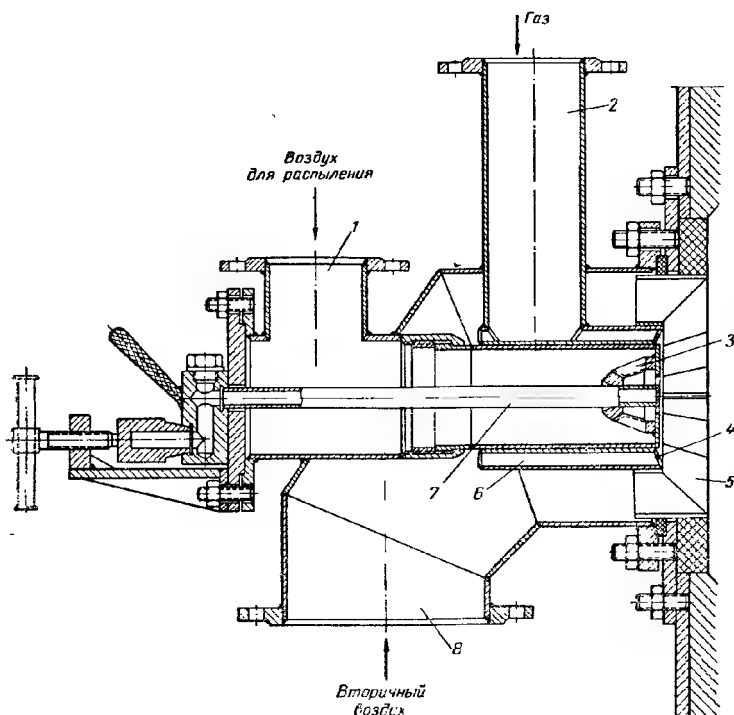


Рис. 10-6. Комбинированная газомазутная горелка ЦКТИ — Ильмарине для котлов небольшой паропроизводительности.

тилятором под давлением ~ 250 кг/м². Горелку изготовляют четырех типоразмеров с производительностью по природному газу 150—600 м³/ч и по мазуту 125—500 кг/ч.

Инжекционная прямоточная горелка системы В. В. Казанцева (Мосгазпроект) (рис. 10-7) представляет собой род инжекционного однопроводного смесителя, в котором необходимый для горения воздух инжектируется в топку за счет кинетической энергии струи горячего газа. По подводящей трубе 2 газ через сопло 3 поступает в конфузор смесителя 4, засасывая воздух из атмосферы. Образовавшаяся не очень равномерная газозвушная смесь проходит далее в камеру смешения 5 цилиндрической формы, где она окончательно перемешивается, после чего выходит в диффузор 6 и из него в топку. Горелка отличается наличием стабилизатора горения 7, собранного на шпильках из стальных пластин шириной 16 и толщиной 0,5 мм, и глушителя шума 1, который служит также для регулирования количества подаваемого воздуха. Стабилизатор горения повышает надежность воспламенения газозвушной смеси и предохраняет горелку от проликовновения пламени внутрь диффузора при уменьшении скорости выхода газозвушной смеси из горелки в том случае, когда она работает с неполной

производительностью. Давление природного газа перед такой горелкой может изменяться в пределах 1 500—5 000 кг/м^2 в зависимости от изменения производительности горелки при ее регулировании.

Для обеспечения хорошей работы инжекционной горелки должно быть сведено к минимуму гидравлическое сопротивление входу воздуха в конфузор, а диффузор должен быть выполнен с углом раскрытия 5—8°; предельным является угол раскрытия 14°. Выпущена серия типоразмеров этой инжекционной горелки для природного газа производительностью по теплу от 121 000 до 2 170 000 ккал/ч .

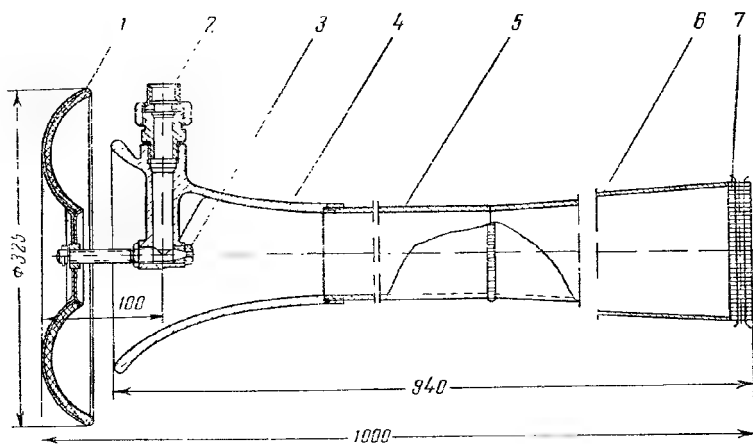


Рис. 10-7. Газовая инжекционная горелка системы В. В. Казанцева для котлов небольшой паропроизводительности.

Теория и практика работы инжекционной горелки показывают, что чем больше требуется инжектировать воздуха на единицу объема инжектирующего газа, тем выше должно быть давление газа перед соплом. Отсюда следует, что чем выше теплота сгорания газа и чем больше, таким образом, количество воздуха, необходимое для полного сгорания, тем выше должно быть давление газа. Поэтому, в частности для природного газа, отличающегося высокой теплотой сгорания, применение инжекционных горелок возможно лишь при среднем или высоком давлении газа.

Существенное достоинство инжекционных горелок заключается в том, что при их установке не требуется дутьевой вентилятор. Недостатками инжекционных горелок являются производимый ими шум, а также необходимость из-за большой длины их иметь много места перед фронтом котла. Чтобы устранить последний недостаток, камере смещения 5 придают форму отвода с углом 90°, что допускает вертикальное размещение смесителя 4.

Для сжигания природного газа под котлами большой паропроизводительности применяют горелки низкого давления с принудительной подачей воздуха. Более распространены различные варианты закручивающих горелок, но некоторые применение имеют и щелевые горелки. Среди закручивающих газовых горелок большой производительности существуют горелки, в которых газ вводится в поток воздуха через центральную трубу, и горелки, в которых газ вводится в поток воздуха из периферийной кольцевой камеры через большое число мелких отверстий. Последнее конструктивное решение оказывается очень удобным при выполнении крупных комбинированных газомазутных и пылегазовых горелок (рис. 10-8). Горелка выполнена на основе пылеугольной горелки ТКЗ (см. рис. 9-3, а). Газ поступает к выходу из горелки через кольцевой коллектор и систему радиально направленных коротких трубок.

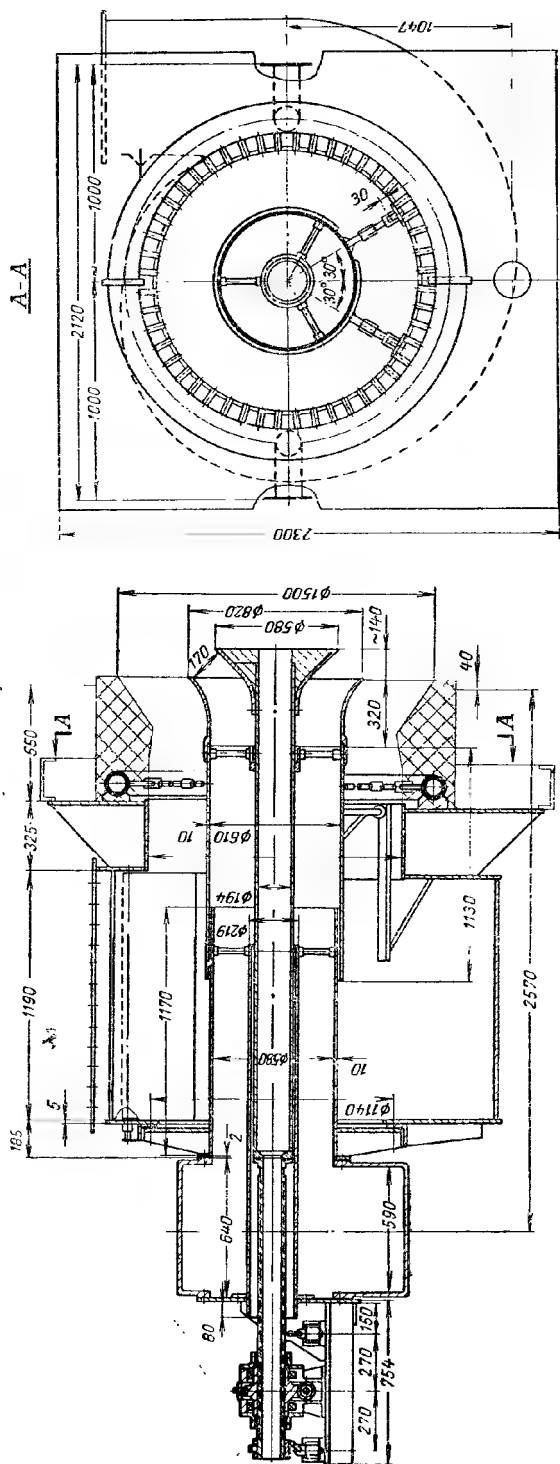


Рис. 10-8. Комбинированная пылегазовая горелка котлов средней и большой производительности.

Скорость выхода воздуха в газовых и газомазутных горелках принимают равной 20—35 м/сек, а скорость выхода газа из щелей 25—150 м/сек.

Расчетные данные для топок, предназначенных для работы на газе, приведены в табл. 9-2 и 9-3.

Глава одиннадцатая

ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ДВИЖЕНИЯ ГАЗОВ И ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ В КАМЕРНОЙ ТОПКЕ

11-1. ФАКЕЛЬНЫЕ ТОПКИ

Развитие горения в факеле газообразного, жидкого и пылевидного топлива определяется характером совместного протекания двух процессов — горения топлива во времени и перемещения горящего топлива в пространстве топочной камеры движущимися дымовыми газами.

Движение газов в факельной топке определяется конструктивными особенностями и характером расположения горелок, а также конфигурацией самой топочной камеры. Взаимодействуя, эти факторы определяют конкретную картину движения топлива и газов в топочной камере.

Струя газа, поступающая в заполненное таким же газом пространство (свободная струя), при равенстве их температуры распространяется прямолинейно вдоль оси, составляющей продолжение оси насадки. При истечении в среду более низкой температуры струя отклоняется вверх, так как, имея меньшую плотность, газ струи как бы «всплывает» в более плотном газе окружающей среды. При истечении в среду более высокой температуры струя отклоняется вниз, так как газ струи как бы «тонет» в менее плотном газе окружающей среды.

Форма струи определяется формой насадки (в данном случае — формой горелки), а также характером истечения — прямоточным или закрученным.

При прямоточном истечении частицы газа, двигаясь под действием сил инерции, по выходе из насадки почти не меняют своего направления, в результате чего струя получается узкой и длинной. Струя, истекающая из круглой цилиндрической насадки, на расстоянии первых полутора-двух диаметров насадки продолжает сохранять форму цилиндра (рис. 11-1, а). Далее в результате подсоса газа из окружающей среды струя начинает поперечно расширяться, пока на расстоянии от источника, равном 6—8 диаметра насадки, не примет форму круглого конуса, у которого ось совпадает с продолжением оси насадки, вершина лежит в плоскости обреза насадки, а угол при вершине составляет приблизительно 20—24°. В соответствии с формой прямоточной струи скорость движения газа в ней падает очень медленно, а поперечное распределение скорости оказывается очень неравномерным.

Распределение скорости в круглой прямоточной свободной как изотермической, так и неизотермической струе может быть выражено формулой

$$u = \sqrt{\frac{T}{T_0}} u_0 \frac{Ad_0}{x} e^{-69.3 \frac{r^2}{x^2}}, \quad (11-1)$$

где u и u_0 — соответственно скорости в данной точке струи и на выходе из насадки, м/сек;

T и T_0 — соответственно абсолютные температуры там же, °К;

A — постоянная величина, изменяющаяся в пределах 5—6;

d_0 — диаметр насадки, м;

e — основание натуральных логарифмов;

x и r — координаты данной точки струи.

При закрученном истечении из круглой полый или кольцевой трубы частицы газа по выходе из источника начинают двигаться по образующим гиперболоида, вследствие чего угол раскрытия струи оказывается значительно большим, чем при прямоточном истечении, достигая $60-75^\circ$ и более (рис. 11-1, б). Угол раскрытия струи оказывается тем большим, чем больше закручена струя.

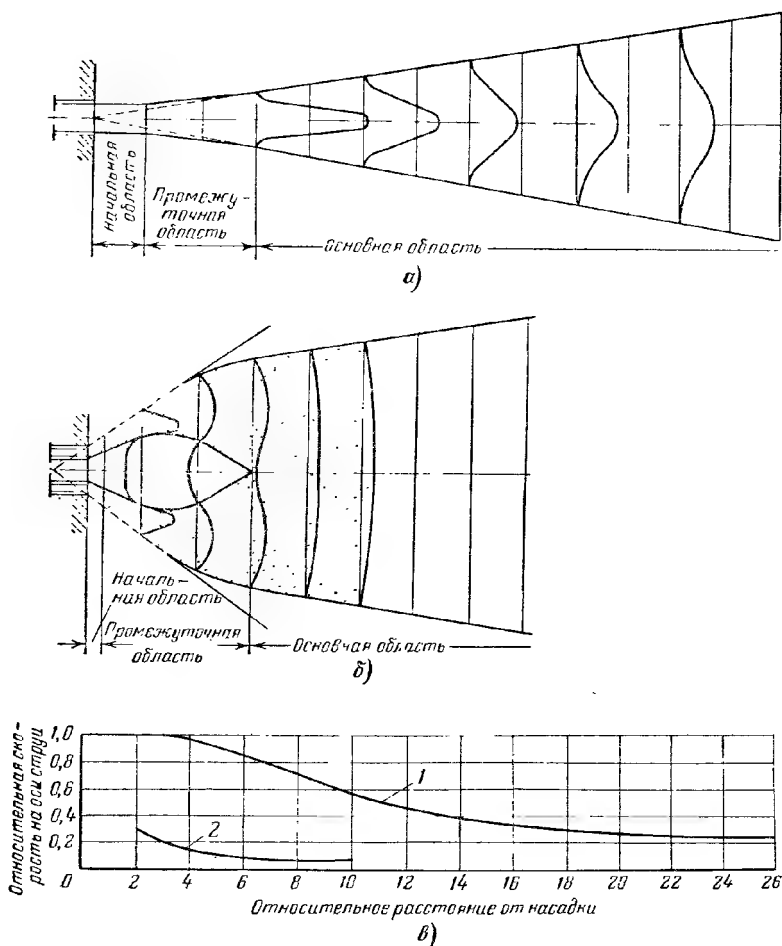


Рис. 11-1. Схемы свободных струй.

а — прямоточная свободная струя; б — закрученная свободная струя; в — график уменьшения скорости вдоль оси свободной струи; 1 — прямоточная; 2 — закрученная. Поперечное распределение скоростей в струях на рис. а и б показано жирными линиями.

Около источника поступательно движущийся поток образует своего рода кольцевую зону (на рис. 11-1, б показана затененной), внутри которой образуется область обратного движения газа в сторону источника, развитая тем больше, чем больше угол раскрытия струи у источника. Вдоль оси струи эта область обратных токов простирается на 2—4 диаметра источника, а далее исчезает, после чего поступательное движение начинает происходить по всему сечению струи. В соответствии с резким расширением закрученной струи скорость движения газа в ней падает значительно быстрее, чем в прямоточной струе (рис. 11-1, в), а поперечное распределение скорости становится значительно более равномерным.

Принципиальные черты аэродинамики самой топочной камеры в основном определяются характером размещения горелок — фронтальным, боковым, угловым. При фронтальном расположении горелок или амбразур истекающая в топочную камеру струя воздуха и топлива движется в направлении продолжения оси горелки или амбразуры до задней стены камеры (рис. 11-2), где она резко изменяет направление движения и начинает растекаться по стене в разные стороны. Двигаясь вдоль стен камеры, газовые потоки возвращаются к месту истечения струи, где вовлекаются в нее вихрями, по-

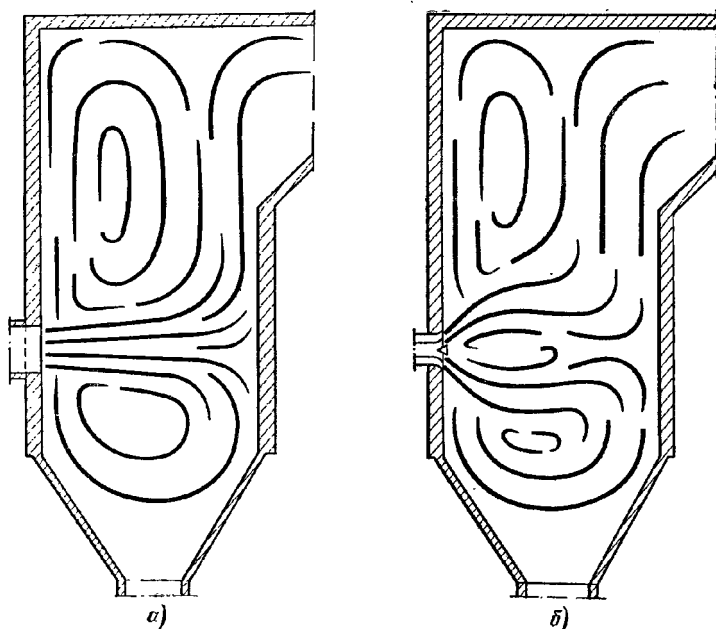


Рис. 11-2. Схемы движения газов в факеле топки с прямоточными горелками или амбразурами (а) и с закручивающими горелками (б).

вторно вступая в кругооборот по камере, в результате чего вокруг истекающей струи создаются замкнутые циркулирующие потоки. В процессе описанного кругооборота часть смеси в количестве, равном количеству поступающего газа, уходит в газоходы котла, так что количество газов, находящихся в камере, всегда остается постоянным.

При прямоточном вводе топливно-воздушной смеси в соответствии с особенностями движения в прямоточной свободной струе движется в топке слабо расширяющимся потоком, в котором скорость падает очень медленно, вследствие чего горение топлива растягивается в пространстве и часть его не успевает сгореть полностью. Горение происходит в основном у задней стены топки, в соответствии с чем здесь же развивается и максимальная температура. В передней части топки создаются два очень развитых циркулирующих потока, в которых существенного процесса горения не происходит.

При закрученном вводе топливно-воздушной смеси из-за большого угла раскрытия закрученной струи заполнение камеры активным потоком становится значительно лучше, а область, занимаемая циркулирующими потоками, получается значительно меньшей (рис. 11-2, б). Так как скорость движения в закрученной струе падает в несколько раз быстрее, чем в прямоточной, то процесс горения в закрученной струе развивается и завершается на значительно меньшем протяжении, чем в прямоточной. Поэтому факел, образо-

ванный завихривающей круглой горелкой, оказывается более коротким, чем факел прямоточной горелки, а горящее топливо остается в топке в течение большего времени, что обеспечивает более эффективное и экономичное сжигание его, часто в камере меньших размеров. В соответствии с этим зона максимальной температуры переходит в центр топki, что улучшает условия передачи тепла излучением топочным экранам.

Развитие процесса горения в факеле независимо от того, какое топливо горит, остается принципиально одинаковым. В факеле можно выделить три зоны: подготовки топлива к воспламенению, воспламенения и горения. В зоне

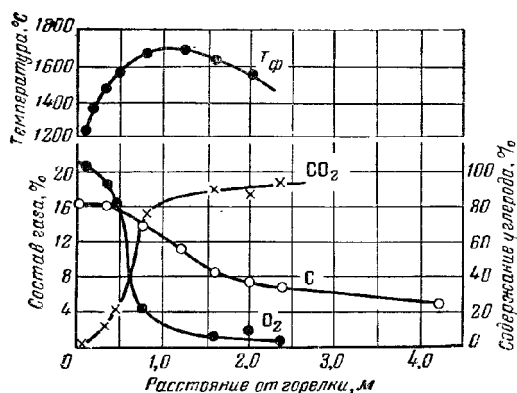


Рис. 11-3. Развитие процесса горения топливной пыли по длине факела.

T_{ϕ} — температура факела; С — содержание углерода в горящем топливе; O_2 и CO_2 — концентрации кислорода и углекислоты в дымовых газах.

подготовки топлива к воспламенению происходит в основном нагрев топливовоздушной смеси до температуры воспламенения. Требуемое для этого тепло поступает из зоны воспламенения, причем поскольку горение в факеле является турбулентным, тепло передается конвекцией и излучением. Когда топливно-воздушная смесь воспламеняется, температура в факеле быстро повышается (рис. 11-3), концентрация кислорода резко падает и в факеле образуется значительное количество углекислоты. Количество тепла, выделившегося в зоне воспламенения, также достаточно велико. Зона воспламенения переходит в зону завершения процесса горения.

Хотя принципиально развитие процесса горения в факеле остается одинаковым независимо от вида горящего топлива, горение каждого вида топлива имеет свои особенности, которые, в частности, оказывают сильное влияние на длину факела. При прочих равных условиях длина факела оказывается наименьшей при горении газообразного топлива, так как реакции гомогенного горения протекают очень быстро, и наибольшая при чисто гетерогенном горении пылевидного топлива, являющемся относительно замедленным.

При гомогенном горении газозоудная смесь по выходе из горелки проходит некоторое расстояние, нагреваясь до температуры воспламенения, равной $500-700^{\circ}\text{C}$, причем в процессе этого нагрева при сжигании газов со сложной структурой молекулы начинается термический распад их. Тепло, затрачиваемое на нагрев газозоудной смеси, передается из зоны воспламенения главным образом конвекцией, так как излучение газового факела невелико (см. гл. 12). В зоне воспламенения сгорает значительная часть газа вследствие большой скорости протекания гомогенной реакции. В зоне завершения горения происходит только догорание незначительной части газа, не успевшего сгореть в зоне воспламенения, вследствие чего зона завершения горения в факеле газообразного топлива оказывается короткой. Температура в зонах воспламенения и завершения горения возрастает до $1400-1600^{\circ}\text{C}$ и выше в зависимости от того, как экранирована камера горения.

При чисто гетерогенном горении, чему на практике соответствует горение антрацита, температура воспламенения топливно-воздушной смеси становится более высокой, достигая $800-900^{\circ}\text{C}$. Это осложняет процесс воспла-

менения, так как для нагрева смеси до температуры воспламенения требуется больше тепла. Зона воспламенения становится более размытой, так как не все пылинки загораются на одной и той же поверхности воспламенения. Увеличивается значение передачи тепла излучением из зон воспламенения и завершения горения в зону подготовки топлива к воспламенению.

Так как гетерогенное горение происходит значительно медленнее, чем гомогенное, то в области воспламенения сгорает относительно небольшая часть топлива, и большая часть его сгорает в зоне завершения горения. При этом, поскольку в этой зоне концентрация кислорода в факеле существенно снижается и вместе с тем кокс сам по себе горит медленно, скорость горения здесь заметно уменьшается. Это проявляется в замедлении падения концентрации кислорода вдоль факела, а также в замедлении роста концентрации углекислоты и повышения температуры. Пройдя через максимум, температура начинает даже снижаться, так как количество тепла, которое факел отдает излучением, начинает превышать количество тепла, которое он получает в результате горения. Протяженность зоны завершения горения при гетерогенном процессе по названным причинам становится очень большой, достигая 20—25 диаметров горелки.

При горении пылевидного топлива на протекание процесса горения сильно влияет тонкость размола пыли: чем грубее пыль, тем она хуже загорается и дольше горит, в результате чего факел получается более длинным.

При горении жидкого топлива в области подготовки к воспламенению происходит нагрев топливо-воздушной смеси, сопровождаемый частичным испарением капель распыленного топлива с последующим термическим распадом образовавшихся паров. Капля жидкого топлива воспламеняется после того, как в результате прогрета и частичного испарения вокруг нее образовалась горючая паровоздушная смесь. Так как испарение топлива и процесс горения образовавшихся паров происходят быстрее, чем при гетерогенном горении частицы твердого топлива, то зона завершения горения в факеле при горении жидкого топлива оказывается значительно менее протяженной, чем при горении твердого топлива (хотя и остается более протяженной, чем при горении газа).

11-2. ЦИКЛОННЫЕ ПРЕДТОПКИ

Аэродинамика горизонтальных и вертикальных циклонных предтопок существенно, принципиально не различается. Рассматривая, например, горизонтальный предтопок, можно установить (рис. 11-4), что тангенциально вводимая в него через патрубок 1 смесь топлива с первичным воздухом создает очень мощный вихрь, в который втягивается и вторичный воздух, поступающий с торца предтопка из патрубка 2. Двигаясь по спирали с очень большой скоростью, поток топлива и первичного и вторичного воздуха подходит к выходу из предтопка и здесь раздвигается на два потока. Один из них выходит из циклона через отверстие пережима 3, а другой, двигаясь вдоль оси предтопка, возвращается к началу его и, смешиваясь здесь с первичным воздухом, также вовлекается в вихрь топлива и первичного воздуха.

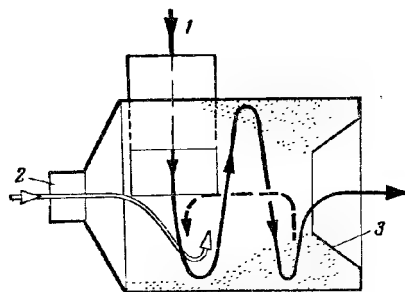


Рис. 11-4. Схема движения газов и процесса горения в горизонтальном циклонном предтопке.

Внесенные в предтопок с первичным воздухом частицы топлива под влиянием центробежной силы относятся к стенке предтопка, по которой они вместе со спирально закрученным потоком воздуха и газов переносятся к вы-

ходной части предтопка, где накапливаются, так как из-за наличия пережима 3 не могут быть вынесены из предтопка. Многократно оборачиваясь в циклоне частицы полностью сгорают в интенсивном процессе, так как из-за отсутствия лучевоспринимающих поверхностей в предтопке создается очень высокая температура, достигающая до 1700°C и выше. Кроме того, интенсификации процесса горения способствует движение газозоудного потока в вихре со скоростью, значительно большей, чем скорость движения горящих частиц топлива. Вследствие этого газовый граничный слой, окружающий частицу, становится тонким, что существенно увеличивает количество кислорода, диффундирующего через этот слой к поверхности частицы.

Поскольку на периферии предтопка концентрация топлива в воздухе намного выше стехиометрической, горение происходит со значительным выделением окиси углерода, которая догорает в углекислоту позднее, переносясь в процессе эффективного турбулентного массообмена в область вихря, более близкую к оси циклона, в которой концентрация топлива в воздухе значительно ниже стехиометрической.

Все описанные обстоятельства определяют возможность сжигания в циклонных предтопках пыли грубого помола и даже мелко раздробленного топлива.

Глава двенадцатая

ТЕПЛОТДАЧА ИЗЛУЧЕНИЕМ В ТОПКЕ

12-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В топках современных котельных агрегатов большое значение имеет теплоотдача излучением. Особенно это относится к факельным и циклонным топкам, так как из-за меньших значений коэффициента избытка воздуха температура дымовых газов в этих топках оказывается значительно более высокой, чем в слоевых. В факельных и циклонных топках излучением передается до 40% и больше тепла, выделяемого топливом, что во многом определяет характерный профиль топки, отличающийся развитым экранированием.

При горении топлива в слое излучает как пламя, развивающееся в топочном пространстве, так и горящий кокс, лежащий на колосниковой решетке. При этом в пламени излучают горящие летучие вещества, выделившиеся из топлива, и образовавшиеся трехатомные газообразные продукты сгорания — углекислота и сернистый ангидрид, а также водяные пары.

При горении пылевидного топлива в факеле излучают те же компоненты, но характер излучения несколько меняется. Выделившиеся летучие сгорают не в сплошном потоке, как при слоевом сжигании, а вокруг отдельных центров — горящих частиц топлива; в результате излучает не сплошной поток пламени, а очень большое число центров его. Затем при сжигании пылевидного топлива излучает не сплошной слой относительно крупных кусков кокса, лежащих на решетке, а очень тонкие частицы кокса, сравнительно равномерно распределенные в факеле.

При горении в факеле распыленного жидкого топлива принципиальные особенности излучения остаются такими же, как и при горении пылевидного топлива, с тем, однако, отличием, что излучение центров пламени становится доминирующим, а излучение частиц почти отсутствует.

Наконец, при горении газообразного топлива излучают горящий газ и трехатомные продукты сгорания и только при горении запыленных газов к этому добавляется еще излучение некоторого количества находящихся в них раскаленных твердых частиц

Интенсивности излучения компонентов факела и слоя различны. Наиболее интенсивно излучает пламя горящих легучих веществ, выделяющихся при горении твердого и жидкого топлива. По внешнему виду это пламя отличается плотностью и ярким белым или желтым цветом. Значительно менее интенсивным является излучение горящего кокса и раскаленных частиц золы и еще более слабым оказывается излучение трехатомных газообразных продуктов сгорания. Двухатомные газы тепла практически не излучают.

Интенсивность излучения пламени горящего газообразного топлива сильно зависит от состава топлива и условий ведения процесса горения. Газы, не содержащие углеводородов, как, например, генераторный, доменный, водород, горят почти бесцветным пламенем. Интенсивность излучения пламени газов, содержащих углеводороды, колеблется в широких пределах и определяется совершенством перемешивания горящего топлива с воздухом. Углеводороды под влиянием высокой температуры расщепляются в пламени, образуя молекулы с более высоким содержанием углерода и частицы чистого углерода, которые светятся и излучают много тепла. Если при этом горящие газы плохо перемешаны с воздухом, то возникшие высокоуглеродистые соединения и частицы чистого углерода не могут быстро сгореть из-за недостатка кислорода; накапливаясь в пламени, они усиливают интенсивность излучения. Наоборот, при хорошем смешении горящих газов с воздухом высокоуглеродистые соединения и частицы углерода быстро сгорают; поэтому количество их в пламени становится незначительным, а излучательная способность пламени резко снижается.

Таким образом, в зависимости от рода и вида сжигаемого топлива интенсивность излучения пламени может изменяться от очень сильной до очень слабой.

12-2. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ИЗЛУЧЕНИЯ В ТОПКЕ

Общий удельный поток энергии излучения для абсолютно черного тела выражается законом Стефана — Больцмана

$$E_T = \int_0^\infty E_{\lambda, T} d\lambda = 4,9 \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (12-1)$$

В этой формуле величина $E_{\lambda, T}$ представляет собой удельный поток энергии излучения абсолютно черного тела для данной длины волны λ при температуре $T^\circ \text{ К}$, который согласно закону Планка выражается в виде:

$$E_{\lambda, T} = \frac{2\pi hc^2}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{hc}{\lambda kT}} - 1}, \quad (12-2)$$

где c — скорость света, равная $2,99776 \cdot 10^{10} \text{ см/сек}$;

k — универсальная постоянная Больцмана, равная $1,38047 \cdot 10^{-16} \text{ эрг/град}$;

h — постоянная Планка, также имеющая универсальное значение, численно равное $6,624 \cdot 10^{-27} \text{ эрг/сек}$.

Формулы (12-1) и (12-2) выражают объективный физический закон, определяющий передачу энергии излучения абсолютно черного тела. Поэтому эти формулы наряду с некоторыми другими и положены в основу науки о лучистом теплообмене.

Однако в условиях топки котельного агрегата закон теплообмена в чистой форме (12-1) не проявляется, так как:

а) тела, излучающие и поглощающие лучистую энергию — горящие летучие вещества, газообразные продукты сгорания, горящие частицы кокса, экраны, обмуровка, являются телами не абсолютно черными, а серыми; в связи с этим закон Планка проявляется не во всем диапазоне длин волн теплового излучения, а избирательно;

б) среда, образующая факел, является поглощающей, так как в ней содержатся газообразные многоатомные горючие вещества, углекислота,

водяные пары и частицы кокса и золы; в результате энергия, излучаемая срединными областями факела («ядром» его), на своем пути к лучевоспринимающим поверхностям топки частично поглощается, переходя в теплоту, а затем вновь излучается, что приводит к существенному усложнению явления лучистого теплообмена в топке.

Кроме того, явление теплообмена в топке осложняется еще тем, что температура в разных местах факела различна (см. рис. 11-3) и составляет обычно 1 300—1 500° С в центральной области топки и 900—1 000° С на выходе из нее. Это существенно влияет на распределение теплоотдачи излучением по длине факела, поскольку интенсивность излучения пропорциональна четвертой степени температуры.

Перечисленные трудности привели к тому, что попытки непосредственно приложить закон Стефана — Больцмана к анализу явления теплоотдачи излучением в топке еще не дали практических результатов. Поэтому в топочной технике пользуются полумпирической теорией, созданной А. М. Гурвичем. Основываясь на теории подобия, А. М. Гурвич выразил температуру дымовых газов в конце топки в зависимости от величины лучевоспринимающей поверхности нагрева в виде:

$$\theta_{\tau}'' = \frac{\theta_a + 273}{M \left(\frac{4,9 H_{\lambda} a_{\tau} (\theta_a + 273)^3}{10^6 \Phi B_p V c_{\text{ср}}} \right)^{0,6} + 1} - 273^{\circ} \text{С}, \quad (12-3)$$

а величину лучевоспринимающей поверхности нагрева, необходимую для получения данной температуры дымовых газов в конце топки, — в виде:

$$H_{\lambda} = \frac{10^6 \Phi B_p Q_{\lambda}}{4,9 M a_{\tau} (\theta_{\tau}'' + 273) (\theta_a + 273)^3} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left(\frac{\theta_a + 273}{\theta_{\tau}'' + 273} - 1 \right)^2}, \text{ м}^2. \quad (12-4)$$

В этих формулах:

θ_{τ}'' — температура дымовых газов на выходе из топки, °С

θ_a — теоретическая температура горения, °С;

M — коэффициент, учитывающий влияние на процесс излучения положения ядра горения (области максимальной температуры в топке);

ξ — условный коэффициент загрязнения лучевоспринимающих поверхностей;

H_{λ} — лучевоспринимающая поверхность нагрева, м²;

Φ — коэффициент сохранения тепла;

B_p — расчетный расход топлива, кг/ч (или м³/ч);

$V c_{\text{ср}}$ — средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания единицы массы топлива в интервале температур $\theta_a - \theta_{\tau}$, ккал/кг·град (или ккал/м³·град);

Q_{λ} — тепло, переданное излучением в топке.

Формулы (12-3) и (12-4) математически достаточно хорошо отображают явление теплопередачи излучением в современной топке; поэтому их используют для расчета излучения в топке при тепловом расчете котельных агрегатов.

Теоретическая температура горения, входящая в эти формулы, представляет собой температуру, которая имела бы место при идеальном сгорании топлива, т. е. при сгорании топлива в такой топке, в которой нет теплоотдачи излучением и конвекцией. Теоретическая температура горения соответствует энтальпии, численно равной полезному тепловыделению в топке. Последнее выражается довольно громоздкой формулой, которая, однако, без существенной потери точности для большинства случаев работы топки может быть упрощена до вида:

$$Q_{\tau} = Q_p \frac{100 - q_3 - q_6}{100} + \sigma_{\tau}'' I_{\text{в}}'', \text{ ккал/кг (или ккал/м}^3\text{)}, \quad (12-5)$$

где $I_{\text{в}}''$ — энтальпия теоретически необходимого для горения количества воздуха при температуре его на входе в топку, ккал/кг (или ккал/м³).

Тепло, переданное в топке излучением, очевидно, равно:

$$Q_{\text{л}} = Q_1 - i''_{\text{т}}, \text{ ккал/кг (или ккал/м}^3\text{)}, \quad (12-6)$$

где $i''_{\text{т}}$ — энтальпия дымовых газов при температуре на выходе из топки, ккал/кг (или ккал/м³).

Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания на 1 кг (или 1 м³) топлива в интервале температур $\theta_{\text{а}}$ — $\theta''_{\text{т}}$ определяется из выражения

$$V c_{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{т}} - i''_{\text{т}}}{\theta_{\text{а}} - \theta''_{\text{т}}}, \text{ ккал/кг} \cdot \text{град (или ккал/м}^3 \cdot \text{град)}. \quad (12-7)$$

Остальные величины, входящие в формулы (12-3) и (12-4), учитывают — главным образом в виде эмпирических формул — основные физические особенности теплоизлучения в топке.

Количество тепла, получаемое лучепоглощающими поверхностями нагрева топки, при прочих равных условиях определяется их размерами; вместе с тем, некоторое влияние на количество тепла, воспринятое этими поверхностями, имеют диаметры экранных, фестонных и кипяточных труб, их шаги, расстояния от экранных труб до футеровки топки. Поэтому лучепоглощающую поверхность топки представляют как условную поверхность, выражаемую формулой

$$H_{\text{л}} = \sum F_{\text{пл}} x = \sum b l x, \text{ м}^2, \quad (12-8)$$

где $F_{\text{пл}}$ — площадь стены, покрытая экраном, м²;

x — угловой коэффициент экрана;

b — расстояние между осями крайних труб экрана, м;

l — освещенная длина экранных труб, принимаемая равной расстоянию между входом трубы в топочное пространство и выходом из него, м.

Если лучепоглощающие поверхности выполнены из труб разных диаметров и длин или с различными шагами труб, то площадь стен, покрытых лучепоглощающими поверхностями, и конструктивные характеристики определяют отдельно для каждой из этих лучепоглощающих поверхностей.

Значения углового коэффициента лучепоглощающих поверхностей нагрева показаны на графиках (рис. 12-1). При наличии в топке экранов с различными конструктивными характеристиками величину x определяют для каждого экрана отдельно, а лучепоглощающую поверхность топки выражают в виде

$$H_{\text{л}} = F'_{\text{пл}} x' + F''_{\text{пл}} x'' + F'''_{\text{пл}} x''' + \dots, \text{ м}^2. \quad (12-9)$$

Через 2—3 дня после пуска котла лучепоглощающие поверхности топки покрываются сажей, летучей золой, застывшими каплями шлака, в результате чего количество тепла, воспринимаемое этими поверхностями, уменьшается по сравнению с количеством тепла, которое они могли бы воспринять, будучи чистыми. Это обстоятельство учитывается введением в формулы (12-3) и (12-4) условного коэффициента ξ , который принимается равным при сжигании газообразного топлива 0,6—0,8, жидкого топлива 0,6, пыли каменных и бурых углей, а также фрезерного торфа 0,45, пыли антрацита и тощего угля 0,4, твердого топлива в слоевой топке 0,7.

Количество тепла, передаваемое излучением в топке, зависит от характера расположения факела пламени в ней и главным образом от местоположения в топке области максимальной температуры факела, так как от последнего зависит угол облучения лучепоглощающих поверхностей. Расчетный коэффициент M учитывает это обстоятельство. При сжигании в слое антрацита его можно принять равным 0,5, а при сжигании в слое других топлив 0,45. При факельном сжигании значение M определяют по формуле

$$M = A - B \frac{h_{\text{г}}}{h_{\text{в.о}}} = A - B X, \quad (12-10)$$

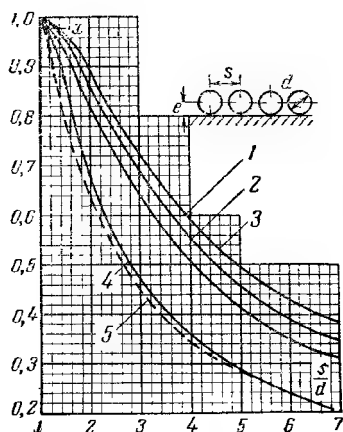


Рис. 12-1. Угловой коэффициент лучепоглощающих поверхностей нагрева.

1 — с учетом излучения обмуровки при $e > 1,4d$; 2 — то же при $e = 0,8d$; 3 — то же при $e = 0,5d$; 4 — то же при $e = 0$; 5 — без учета излучения обмуровки при $e > 0,5d$.

где h_T — расстояние по вертикали от средней линии холодной воронки или пода топки до уровня максимальной температуры в топке;

$h_{в.о}$ — расстояние от тех же точек до середины выходного окна из топки;

A и B — постоянные величины; при сжигании пылевидного топлива $A = 0,59$ и $B = 0,5$, а при сжигании газа и мазута в топках обычной конфигурации с горизонтальными газовыми горелками и механическими или паровыми форсунками максимум температуры в топке находится на уровне горелки, поэтому значение величины h_T становится равным расстоянию по вертикали от пода топочной камеры до осн горелок.

Отношение $h_T/h_{в.о}$ для большинства камерных топок составляет приблизительно 0,3. При сжигании газа и мазута в топках обычной конфигурации с горизонтальными газовыми горелками и механическими или паровыми форсунками максимум температуры в топке находится на уровне горелки, поэтому значение величины h_T становится равным расстоянию по вертикали от пода топочной камеры до осн горелок.

Так как топка не представляет собой абсолютно черного тела, в ней излучением передается меньше тепла, чем могло бы быть передано, если бы она представляла собой абсолютно черное тело. Поэтому в формулы (12-3) и (12-4) вводят коэффициент, характеризующий степень черноты топки, a_T . Этот коэффициент меньше единицы и представляет собой отношение количества действительно передаваемого в топке тепла к теоретическому количеству его, которое могло бы быть передано при тех же условиях в этой же топке, если бы она была абсолютно черной. Так как степень черноты лучевоспринимающих поверхностей топки, поверхностей обмуровки, не закрытых экранами, и самого факела различна, то формула для выражения степени черноты топки получается довольно сложной.

При равномерном распределении экранов по стенам топки степень черноты с л о е в о й т о п к и выражается следующей формулой:

$$a_T = \frac{a_\phi + (1 - a_\phi) \rho \psi'}{1 - (1 - \psi' \zeta) (1 - \rho \psi') (1 - a_\phi)}, \quad (12-11)$$

где a_ϕ — эффективная степень черноты факела;

ψ' — степень экранирования топки;

ρ — соотношение между величиной площади зеркала горения и величиной лучевоспринимающей поверхности.

Степень экранирования топки представляет собой отношение

$$\psi' = \frac{H_d}{F_T - R}, \quad (12-12)$$

где F_T — полная поверхность ограждений топки, m^2 ;

R — площадь зеркала горения, т. е. слоя топлива, лежащего на колошниковой решетке, m^2 .

Величина соотношения между площадью зеркала горения и лучевоспринимающей поверхностью нагрева топки выражается в виде:

$$\rho = \frac{R}{H_d}. \quad (12-13)$$

Для факельной топки формула (12-11) упрощается, так как в этом случае $\rho = 0$:

$$a_T = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \psi' \zeta}, \quad (12-14)$$

причем в этом случае степень экранирования топки выразится формулой

$$\psi' = \frac{H_d}{F_T}. \quad (12-15)$$

Эффективная степень черноты факела a_ϕ , входящая в формулы (12-11) и (12-14), зависит от величины объемной доли трехатомных газов в продуктах сгорания, так как только эти газы обладают заметной излучательной способностью, толщины излучающего слоя газов и светимости пламени, которая обычно не является одинаковой для всех частей факела. Последнее обстоятельство приходится учитывать, и поэтому формула для выражения эффективной степени черноты факела приобретает следующий вид:

$$a_\phi = (1 - m) a_{нсв} + m a_{св}, \quad (12-16)$$

где $a_{нсв}$ и $a_{св}$ — соответственно степени черноты несветящейся (газовой) и светящейся частей факела;

m — коэффициент, зависящий от вида топлива и способа его сжигания; для несветящегося газового пламени и пламени антрацита и тощего угля, горящих в слое, $m = 0,0$; для пламени горящих в слое углей, богатых летучими $m = 0,4$; для мазутного пламени при теплонапряжении топочного пространства в пределах $(150 \div 250) \cdot 10^3$ $m = 0,6$; для мазутного пламени при теплонапряжении топочного пространства, превышающем $1 \cdot 10^6$ $ккал/м^3 \cdot ч$, и пламени пылевидного топлива $m = 1,0$.

В топках, работающих при атмосферном давлении, степень черноты несветящейся части факела определяют по формуле

$$a_{\text{несв}} = 1 - e^{-k_{\text{несв}} s_T}, \quad (12-17)$$

где e — основание натуральных логарифмов;

$k_{\text{несв}}$ — коэффициент ослабления лучей несветящейся частью факела¹;

s_T — эффективная толщина излучающего слоя газов:

$$s_T = 3,6 \frac{V_T}{F_T}, \text{ м.} \quad (12-18)$$

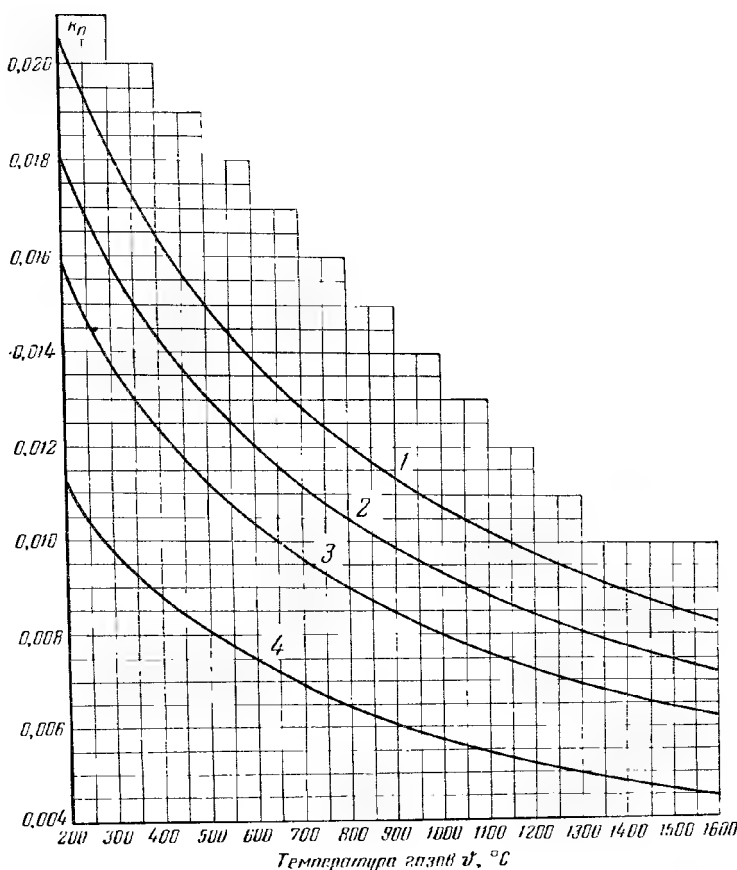


Рис. 12-3. Номограмма для определения величины коэффициента ослабления лучей золовыми частицами $k_{\text{п}}$.

1 — при сжигании угля, размолотых в шаровых барабанных мельницах; 2 — то же в среднеходных и быстроходных мельницах; 3 — при сжигании угля и сланцев, размолотых в молотковых мельницах; 4 — при сжигании торфа с размолем в молотковых мельницах с шахтными сепараторами.

Для несветящейся части факела ослабление лучей топочной средой определяется находящимися в топочных газах трехатомными газами. Кроме того, при пылевидном сжигании топлива на величину $k_{\text{несв}}$ влияют также золовые частицы, находящиеся в факеле. Поэтому в общем случае величину $k_{\text{несв}}$ выражают в виде:

$$k_{\text{несв}} = k_{\text{г}} r_{\text{п}} + k_{\text{п}} r_{\text{г}}, \quad (12-19)$$

¹ В книге «Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод)» (Госэнергоиздат, 1957), а также в некоторых других книгах величину $a_{\text{несв}}$ обозначают через $a_{\text{г}}$, а величину $k_{\text{несв}}$ — через k .

где k_r — коэффициент ослабления луча трехатомными газами;
 r_n — объемная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;
 k_{π} — коэффициент ослабления луча золовыми частицами;
 μ — концентрация золовых частиц в продуктах сгорания.

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами выражают формулой

$$k_r = \frac{0,8 + 1,6 r_{H_2O}}{\sqrt{r_n s_r}} \left(1 - 0,38 \frac{\theta_r'' + 273}{1000} \right), \quad (12-20)$$

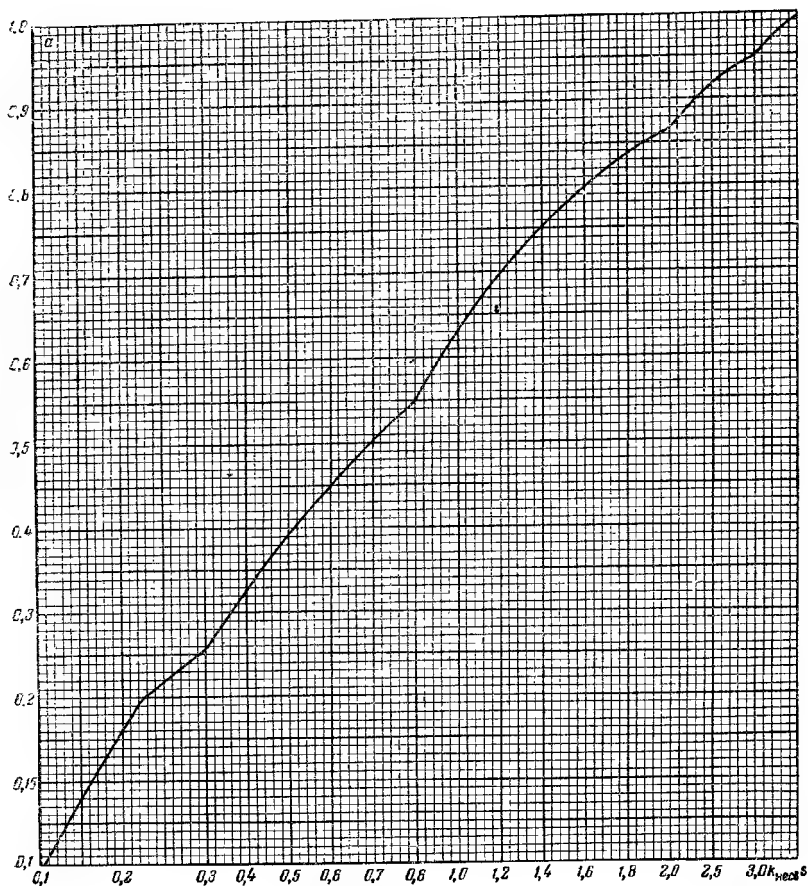
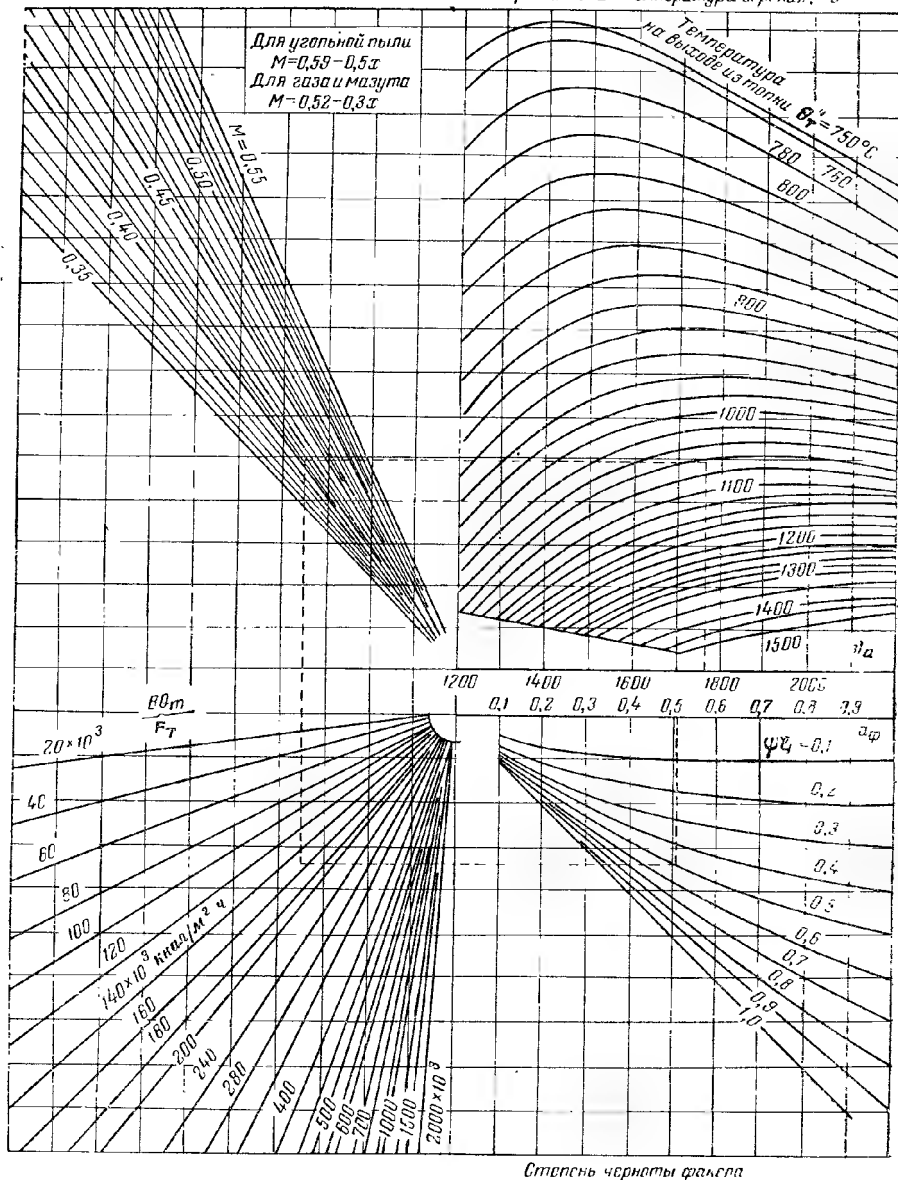


Рис. 12-4. График для определения величины $a_{н\text{св}}$ и значения $1 - e^{-k_{св} \cdot s_r}$.

а коэффициент ослабления лучей золовыми частицами — формулой

$$k_{\pi} = 7,3 \sqrt[3]{\frac{1}{d_{\pi}^2 (\theta_r'' + 273)^2}}, \quad (12-21)$$

где d_{π} — средний эффективный диаметр частиц золы, который зависит от вида топлива и способа размола его и может быть принят равным: при сжигании углей, размолотых в шаровых мельницах, 13 мк; при сжигании углей, размолотых в среднеходных и быстроходных мельницах, 16 мк; при сжигании углей и сланцев, размолотых в молотковых мельницах, 20 мк; при сжигании фрезерного торфа в топках с молотковыми мельницами 33 мк.



Степень черноты факела

Рис. 12-5. Номограмма для определения величин θ_T^* и H_d .

При сжигании топлива в слое величина $k_{пд}$ становится очень малой по сравнению с величиной $k_{гп}$. В этом случае, так же как и при сжигании газа и нефти, формулу (12-19) можно упростить:

$$k_{несв} = k_{гп} r_{п}. \quad (12-22)$$

Для облегчения определения величин $k_{гп}$ и $k_{п}$ построены номограммы на рис. 12-2 и 12-3. Величину $a_{несв}$ из формулы (12-17) можно по подсчитанному значению произведения $k_{несв} s_T$ определить по графику на рис. 12-4.

Степень черноты светящейся части факела определяют по формуле

$$a_{св} = 0,9 \left(1 - e^{-k_{св} s_T} \right), \quad (12-23)$$

где $k_{св}$ — коэффициент ослабления лучей в светящейся части факела.

Для светящейся части пламени ослабление тепловых лучей топочной средой определяется наличием в ней сажистых частиц, влияние которых на ослабление лучей значительно больше, чем трехатомных газов и летучей золы. Коэффициент ослабления лучей в светящемся пламени выражается в виде:

$$k_{св} = 1,6 \frac{\theta_T'' - 273}{1000} - 0,5; \quad (12-24)$$

когда $s_T > 2,5$ м, величина $k_{св}$ не вычисляется, а величина $\alpha_{св}$ принимается равной при сжигании мазута 0,9, а при сжигании угольной пыли 0,8.

Для определения величины $1 - e^{-k_{св}s_T}$ в формуле (12-23) можно использовать график на рис. 12-4.

Для облегчения определения величин θ_T'' по формуле (12-3) и H_L по формуле (12-4) по подсчитанным значениям величин, входящих в эти формулы, построена номограмма на рис. 12-5.

Проф. А. А. Шукин привел формулу (12-4) к виду;

$$10^{-8} B_p Q_L = 4,9 a_T \zeta M^{5/3} H_L \cdot 10 \left(\frac{\theta_a + 273}{1000} \right)^4 \mu, \quad (12-25)$$

где

$$\mu = \frac{\theta_1''^6}{\sqrt[3]{\left(\frac{1}{\theta_T''^6} - 1 \right)^2}} \quad (12-26)$$

представляет собой множитель, учитывающий при прочих равных условиях влияние «безразмерной» температуры в конце топки на количество тепла, переданного в ней излучением.

Понятие безразмерной температуры дымовых газов в конце топки было предложено А. М. Гурвичем, который выразил значение ее в виде:

$$\Theta_T'' = \frac{\theta_T'' + 273}{\theta_a + 273}. \quad (12-27)$$

Выразив зависимость между μ и Θ_T'' , данную формулой (12-26), графически (рис. 12-6), можно:

а) зная величину H_L и вычислив значение μ из формулы (12-25), определить по графику искомую величину Θ_T'' , а по ней подсчитать температуру дымовых газов в конце топки θ_T'' ;

б) выбрав значение температуры дымовых газов в конце топки θ_T'' и подсчитав значение Θ_T'' , определить по графику величину μ , после чего, подставив ее в формулу (12-25), подсчитать величину H_L .

12-3. ВЫБОР ТЕМПЕРАТУРЫ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ В КОНЦЕ ТОПКИ

Температура дымовых газов в конце топки определяется рядом факторов, среди которых основными являются вид используемого топлива и способ сжигания его.

При сжигании твердого топлива как в слое, так и особенно в пылевидном состоянии для обеспечения надежной и бесперебойной работы котельного агрегата необходимо, чтобы температура газов в конце топки находилась в установленных пределах. Нижний предел определяется из условий сохранения устойчивости процесса горения в топке; чрезмерно низкая тем-

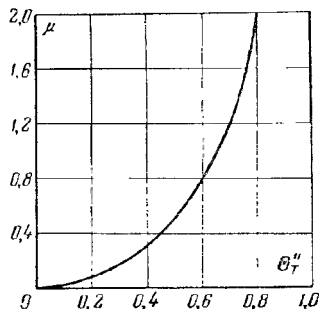


Рис. 12-6. График зависимости величины Θ_T'' от величины μ .

пература дымовых газов в конце топки, снижая общий уровень температуры в ней, затрудняет розжиг, а при незначительных случайных изменениях режима горения приводит к погасанию ее. Верхний предел ограничивается необходимостью предотвратить шлакование первых рядов кипяtilьных труб котла расплавленными частицами золы. Этот фактор имеет особенно большое значение при камерном сжигании твердого топлива, потому что факельный процесс горения, осуществляемый при более низких избытках воздуха, протекает при более высокой температуре, чем слоевой процесс. Кроме того, в камерных топках значительно большее количество золы, чем в слоевых топках, выносятся в газоходы котла.

При проектировании котельных агрегатов, предназначенных для сжигания пылевидного топлива, температуру дымовых газов в конце топки выбирают, исходя из условия предотвращения шлакования фестонных труб, а также первых рядов пароперегревательных труб. Температура дымовых газов в конце камерных топок не должна превышать $1\,050$ — $1\,150^\circ\text{C}$ при сжигании углей, 950 — $1\,000^\circ\text{C}$ при сжигании фрезерного торфа и 850 — 950°C при сжигании горючих сланцев. Однако при сжигании углей с умеренным и высоким содержанием летучих в котельных агрегатах относительно небольшой производительности (до 50 — 75 т/ч), когда вопрос размещения топочных экранов разрешается проще, температура дымовых газов в конце топки может быть понижена до 950 — $1\,000^\circ\text{C}$, так как летучие, выделяющиеся из топлива, увеличивают устойчивость процесса горения. При слоевом сжигании угля температура дымовых газов в конце топки может составлять 900 — $1\,000^\circ\text{C}$, так как устойчивость горения твердого топлива в слое выше, чем в факеле. Кроме того, при слоевом сжигании топлива трудно получить высокую температуру дымовых газов в конце топки, так как в этом случае требуется больший избыток воздуха, чем при пылевидном сжигании.

При жидком и газообразном топливе рассмотренные выше ограничения температуры дымовых газов в конце топки снимаются, так как устойчивость горения этих видов топлива очень высока, а возможность шлакования отсутствует. Поэтому температура дымовых газов в конце топки при сжигании жидкого и газообразного топлива может изменяться в более широких пределах, чем при сжигании пылевидного топлива. При проектировании котельных агрегатов ее выбирают в пределах 900 — $1\,200^\circ\text{C}$ и выше, причем более низкое значение принимают для котельных агрегатов малой производительности.

КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

Глава тринадцатая

КЛАССИФИКАЦИЯ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Котельные агрегаты разделяются на два основных класса: паровые, предназначенные для производства водяного пара, и водогрейные, предназначенные для получения горячей воды. Осуществлено также некоторое количество водогрейно-паровых котлов, в которых можно получать одновременно или разновременно пар и горячую воду.

Паровые котельные агрегаты в соответствии с потребностями народного хозяйства выпускаются котлостроительной промышленностью СССР различными по типу, паропроизводительности и параметрам производимого пара. Производительность паровых котельных агрегатов, а также давление и температура производимого ими пара регламентируются ГОСТ 3619-59.

Паропроизводительность котельного агрегата выражают в тоннах пара в час (m/h). Однако поскольку котельный агрегат предназначен для превращения тепла, заключенного в топливе, в потенциальную энергию пара, он представляет собой род преобразователя энергии, а потому его можно характеризовать также по мощности, которую выражают в киловаттах (kwt) или мегаваттах (Mwt).

По паропроизводительности обычно различают котлы малой паропроизводительности (до $15-20 m/h$), средней паропроизводительности (от $25-35$ приблизительно до $160-220 m/h$) и большой паропроизводительности (приблизительно от $220-250 m/h$ и выше). Это разделение, однако, очень условно, особенно когда вопрос касается границы между котлами средней и большой паропроизводительности.

Давление пара, производимого котлом, выражают в абсолютных технических атмосферах (at). В международной системе единиц СИ за единицу давления принято давление в 1 ньютон на $1 m^2$. Однако ввиду малого значения этой величины давление в котлах выражают в кратных ей единицах — барах ($1 bar = 1 \cdot 10^5 n/m = 1,0196 at$).

По давлению производимого пара различают котлы: низкого давления (до $9 at$), среднего давления (от 14 до $40 at$), высокого давления (от 100 до $140 at$) и сверхкритического давления ($255 at$). Граница, отделяющая котлы низкого давления от котлов среднего давления, условна.

Температуру пара, производимого котельным агрегатом, выражают в $^{\circ}C$ или (в системе СИ) в $^{\circ}K$. Котельные агрегаты вырабатывают насыщенный либо перегретый пар с температурой до $570^{\circ}C$ и выше.

По назначению паровые котельные агрегаты разделяют на промышленные, устанавливаемые в производственных, производственно-отопительных и отопительных котельных, энергетических, которые устанавливают в котельных тепловых электрических станций.

По типу паровые котлы, выпускаемые в настоящее время отечественной промышленностью, можно разделить на вертикально-цилиндрические, вертикально-водотрубные с развитой испари-

тельной поверхностью нагрева и экран ные. Ниже приведено краткое описание котельных агрегатов названных трех типов.

В с р т и к а л ь н о - ц и л и н д р и ч е с к и й к о т е л (рис. 13-1, *а*) состоит из наружного цилиндрического корпуса 2, в котором располагается внутренний цилиндрический корпус 3. Внизу эти два корпуса связаны

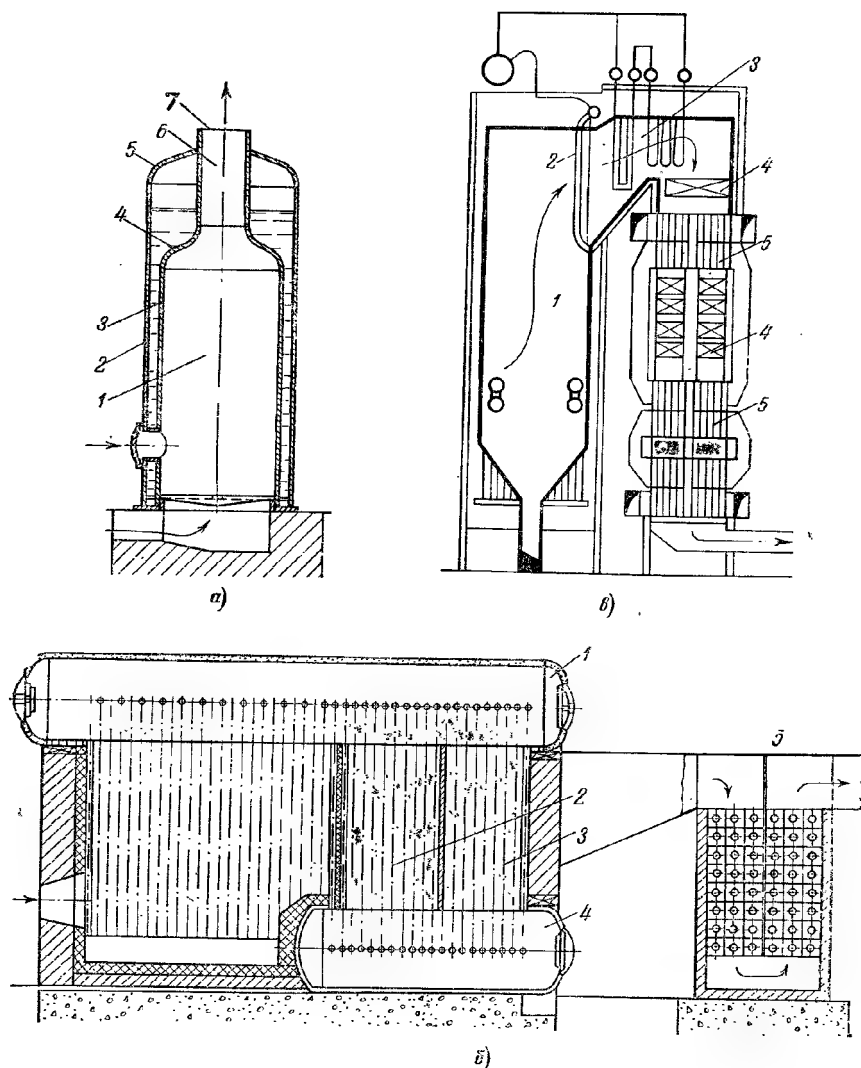


Рис. 13-1. Схемы типов котельных агрегатов.

а — вертикально-цилиндрический котел; *б* — котельный агрегат с вертикально-водотрубным котлом; *в* — котельный агрегат экранного типа.

кольцевой накладкой или отбортовкой внутреннего цилиндра. Вверху находятся сферические днища 4 и 5, которые соединены цилиндрической дымовой камерой 6 или системой вертикальных труб, через которые дымовые газы из топочной камеры 1 уходят в дымовую трубу 7. Питательная вода подается в пространство между барабанами 2 и 3; здесь вода испаряется под воздействием тепла, поступающего из топки через стенку барабана 3, а образовав-

шийся пар собирается в пространстве между днищами 4 и 5, откуда он поступает в паропровод. Испарившаяся в котле вода возвращается соответствующим количеством свежей питательной воды. Вертикально-цилиндрические котлы изготовляют паропроизводительностью от 0,2 до 1,0 m^3 для производства насыщенного пара с давлением 9 at . Устанавливают эти котлы на небольших промышленных предприятиях.

Вертикально-водотрубный котел (рис. 13-1, б) состоит из двух горизонтальных барабанов 1 и 4, расположенных один над другим и соединенных системой кипятильных труб 2—3 диаметром 51—60 мм. Снаружи эта система омывается продольно или поперечно потоком дымовых газов, которые отдают конвекцией свое тепло воде, находящейся в трубах. Питательная вода поступает в верхний барабан 1 котла. Из него по слабо обогреваемым или совсем не обогреваемым опускным трубам 3 трубной системы котла вода направляется в нижний барабан 4, откуда она по сильно обогреваемым подъемным трубам 2 возвращается в верхний барабан; при этом в результате воздействия тепла, передаваемого через стенки труб, происходит частичное испарение воды. Побудительной силой, вызывающей описанное круговое движение (циркуляцию) воды, является разность плотностей находящихся в поле тяжести воды, заполняющей опускные трубы, и пароводяной эмульсии (смеси), заполняющей подъемные трубы. В верхнем барабане котла пар отделяется от воды и уходит из барабана, а вода возвращается в систему опускных труб котла. К котлу устанавливают водяной экономайзер или воздухоподогреватель. Топки вертикально-водотрубных котлов экранируются гладкотрубными экранами.

Вертикально-водотрубные котлы выполняют паропроизводительностью от 2,5 до 50 m^3 для производства пара с давлением от 14 до 40 at , насыщенного или перегретого до 250, 370, 425 и 440° С. Котлы, производящие пар с давлением 14 at , устанавливают в производственных, производственно-отопительных и отопительных котельных; котлы, производящие перегретый пар с давлением 24 и 40 at , могут быть использованы как энергетические на электростанциях малой мощности.

Экранный котельный агрегат (рис. 13-1, в), (см. также рис. 0-1) отличается наличием развитой экранной поверхности нагрева 1. Такие агрегаты выполняют с камерной топкой, так что твердое топливо в них можно сжигать только в пылевидном состоянии. В сильно развитых топочных экранах таких котлов испаряется фактически вся вода, подаваемая в котел, вследствие чего отпадает необходимость иметь развитую конвективную испарительную поверхность нагрева, характерную для вертикально-водотрубных котлов. Дымовые газы по выходе из топки проходят через фестон 2, представляющий собой очень небольшую испарительную поверхность нагрева, к которой тепло передается как излучением, так и конвекцией, а затем последовательно проходят через пароперегреватель 3, водяной экономайзер 4 и воздухоподогреватель 5 (см. также описание схемы на рис. 0-1).

Экранный котельный агрегат является основным типом котельных агрегатов, которые устанавливают на тепловых электрических станциях. Такие котельные агрегаты изготовляют паропроизводительностью от 35 до 2 500 m^3 для производства перегретого пара с давлением от 40 до 255 at и температурой 440—585° С.

По характеру движения воды различают котлы с естественной циркуляцией, с многократной принудительной циркуляцией и проточные.

В котлах с естественной циркуляцией питательная вода (рис. 13-2, а), подаваемая питательным насосом 1, пройдя водяной экономайзер 2, поступает в верхний барабан 3 водотрубного котла или в барабан котла экранного типа и в процессе естественной циркуляции испаряется в контуре 4—5; пар, образовавшийся в барабане 3, проходит в пароперегреватель 6 и далее к потребителю.

В котлах с многократной принудительной циркуляцией (рис. 13-2, б) питательная вода проходит в барабан 3 таким же путем, как и в котле с естественной циркуляцией, но движение ее по циркуляционному контуру 4—5 осуществляется не под действием гравитационных сил, а принудительно, особым циркуляционным насосом 7. Дальнейший путь пара из барабана в пароперегреватель и к потребителю остается таким же, как и в котлах с естественной циркуляцией.

В прямоточных котлах (рис. 13-2, в) питательная вода проходит экономайзер, так же как и в предыдущих схемах, но циркуляционный испарительный контур отсутствует. Испарительная поверхность нагрева 4—5 является продолжением поверхности нагрева водяного экономайзера 2 и

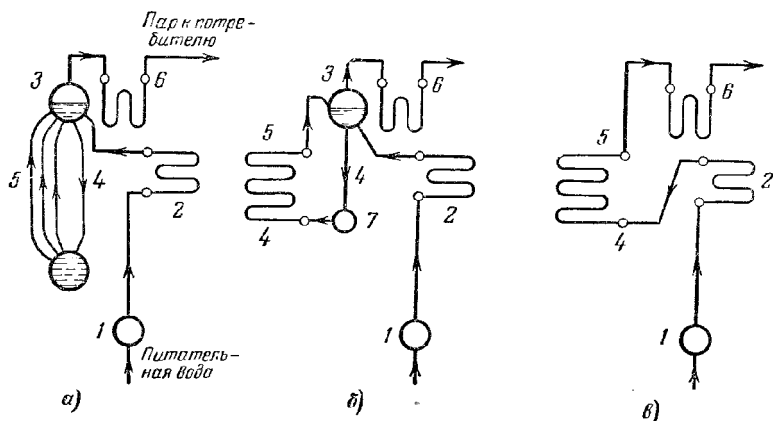


Рис. 13-2. Схемы организации движения воды, пароводяной смеси и пара в котельном агрегате.

а — котел с естественной циркуляцией; б — котел с многократной принудительной циркуляцией; в — прямоточный котел.

также непосредственно переходит в поверхность нагрева пароперегревателя 6. Таким образом, полное испарение воды происходит за время однократного прямого прохождения воды в испарительной поверхности нагрева.

Пионером советского прямоточного котлостроения и создателем первых советских прямоточных котлов был проф. Л. К. Рамзин, идеи которого воплощаются в отечественных прямоточных котлах до настоящего времени.

Сопоставление рассмотренных схем показывает, что характер движения воды в водяном экономайзере и пара в пароперегревателе остается совершенно одинаковым во всех трех описанных схемах. Различие состоит только в характере движения воды и пароводяной смеси в испарительной поверхности нагрева котла.

Котлы с естественной и многократной принудительной циркуляцией объединяют в общую группу барабанных котлов.

Вертикально-цилиндрические и вертикально-водотрубные котлы выполняют только с естественной циркуляцией, а экранные котлы — как с естественной и многократной принудительной циркуляцией, так и прямоточными.

Тип котельного агрегата определяется многими взаимодействующими факторами. При естественной и многократной принудительной циркуляции на тип котельного агрегата особенно сильно влияет величина давления пара. Толщина стенки цилиндрического сосуда, находящегося под внутренним давлением, при постоянстве допускаемого напряжения металла пропорциональна давлению и диаметру сосуда. Это обстоятельство при проектиро-

вании барабанного котельного агрегата определяет выбор диаметра и числа барабанов котла.

В котлах низкого давления можно создавать относительно тонкостенные и потому достаточно легкие барабаны диаметром до 2 м и более; это обстоятельство во многом предопределило создание вертикально-цилиндрических котлов, которые отличаются простотой изготовления и умеренным расходом металла. В котлах среднего давления приходится ограничивать диаметр барабана 1—1,5 м; так как при этом барабаны еще получают относительно тонкостенными, широкое распространение получили вертикально-водотрубные котлы паропроизводительностью 2,5—50 m^3 с двумя барабанами. Эти котлы также довольно просты в изготовлении и не требуют большого расхода металла.

При переходе к паропроизводительности, превышающей 20 m^3 , тип котельного агрегата резко изменяется в связи с преимущественным переходом от слоевого способа сжигания топлива к пылевидному. Возникающая при этом необходимость создания развитых топочных экранов приводит к появлению котельных агрегатов среднего и высокого давления экранного типа. Усложнение и удорожание изготовления барабана, вызываемые повышением паропроизводительности и давления пара, приводят к тому, что эти котлы имеют только один барабан.

Давление пара влияет на технический профиль котельного агрегата не только непосредственно. С повышением расчетного давления пара котельного агрегата повышают и температуру перегретого пара. Поэтому если в установках низкого и даже среднего давления пароперегреватель представляет собой относительно простой элемент, то в котельных агрегатах высокого и особенно закритического давления он существенно усложняется, разделяясь при этом на отдельные части; конвективную и радиационную. Кроме того, иногда появляется новый элемент котельного агрегата — промежуточный пароперегреватель.

Сводка основных параметров паровых котельных агрегатов, установленных ГОСТ 3619-59, с изменениями, внесенными в этот стандарт в августе 1962 г., приведена в табл. 13-1. В соответствии с развивающимися потребностями народного хозяйства в последние годы стали выпускать и некоторые новые типы котельных агрегатов, например паропроизводительностью 25, 35 и 50 m^3 на давление пара 14 ат.

Водогрейные котлы характеризуют по их теплопроизводительности, температуре и давлению подогретой воды, а также по роду металла, из которого изготовлен котел.

Теплопроизводительность водогрейного котла выражают в гигакалориях в час (1 $Gкал = 10^9 кал$), но ее можно также выразить в киловаттах или мегаваттах.

По роду металла различают чугунные и стальные водогрейные котлы. Чугунные котлы предназначены для отопления отдельных жилых и общественных зданий. Их выполняют на теплопроизводительность, не превышающую 1,0—1,5 $Gкал/ч$, для подогрева воды с давлением не выше 3—4 ат до температуры 115° С. Стальные водогрейные котлы большой теплопроизводительности устанавливают в крупных квартальных или районных котельных, которые могут обеспечивать теплоснабжение жилых районов с численностью населения от нескольких тысяч до нескольких десятков и даже сотен тысяч человек.

Водогрейные котлы теплопроизводительностью 30 $Gкал/ч$ и выше устанавливают также на ТЭЦ взамен пиковых подогревателей сетевой воды, которые включают для дополнительного подогрева ее в периоды стояния низкой наружной температуры и которые работают на редуцированном паре основных котельных агрегатов ТЭЦ. Такая замена позволяет уменьшить установленную мощность основных котельных агрегатов, что снижает первоначальные затраты на сооружение ТЭЦ, так как стоимость паровых

Таблица 13-1

Типы котлов	Паропроизводительность, <i>т/ч</i>	Абсолютное давление пара, <i>ат</i>	Температура пара, °С	Температура пара после промежуточ- ного перегре- ва, °С	Температура питательной воды, °С
Е — с естественной циркуляцией с перегревом и без перегрева пара	0,2; 0,4; 0,7; 1,0	9	Насыщенный	—	50
	2,5	14	Насыщенный	—	80
	4,0; 6,5; 10		Насыщенный или перегретый, 250		
	15; 20				100
	4,0; 6,5; 10; 15; 20	24	Насыщенный или перегретый, 370, 425	—	100
	6,5; 10; 15; 20; 25; 35; 50; 75	40	440	—	145
	60; 90; 120; 160; 220	100	540	—	215
Еп — с естественной циркуляцией с перегревом и промежуточным перегревом пара	160; 210; 320; 420; 480	140	570	—	230
	320; 500; 640	140	570	570	230
Пп — прямоточные с перегревом и промежуточным перегревом пара	250; 320; 500; 640	140	570	570	230
	950; 1 600; 2 500	255	585	570	260

котельных агрегатов высокого давления значительно превышает стоимость стальных водогрейных котлов.

Стальные водогрейные котлы выполняют теплопроизводительностью 4; 6,5; 10; 20; 30; 50; 100 и 180 Гкал/ч. Котлы теплопроизводительностью до 20 Гкал/ч включительно предназначаются для подогрева воды с начальной температурой 70° С до 150° С. Котлы теплопроизводительностью 30 Гкал/ч и выше предназначаются для подогрева воды от 70 до 200°С при работе в котельной и от 110 до 200° С при работе в пиковом режиме на ТЭЦ. Максимальное давление воды на входе в котел принято равным 16 ат для котлов теплопроизводительностью до 20 Гкал/ч включительно и 25 ат для котлов теплопроизводительностью 30 Гкал/ч и выше.

Глава четырнадцатая

ТИПЫ ПАРОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

14-1. ВЕРТИКАЛЬНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ КОТЛЫ

Отечественная промышленность выпускает в основном вертикально-цилиндрические котлы Шухова — Сарафа, которые имеют марки ММЗ и ТМЗ, а также котлы типа ВГД.

Вертикально-цилиндрический котел типа ШС (рис. 14-1) отличается тем, что цилиндрические корпуса 1 и 2 внизу соединены отбортовкой внут.

ренного барабана. Сферические днища 3 и 4 приварены к цилиндрическим корпусам и соединены дымовой камерой 5. Чтобы обеспечить достаточную паропроизводительность котла, в верхней половине внутреннего корпуса размещен пучок наклонных кипяtilьных труб 6, которые омываются дымовыми газами. Для лучшего использования тепла газов по сторонам трубного

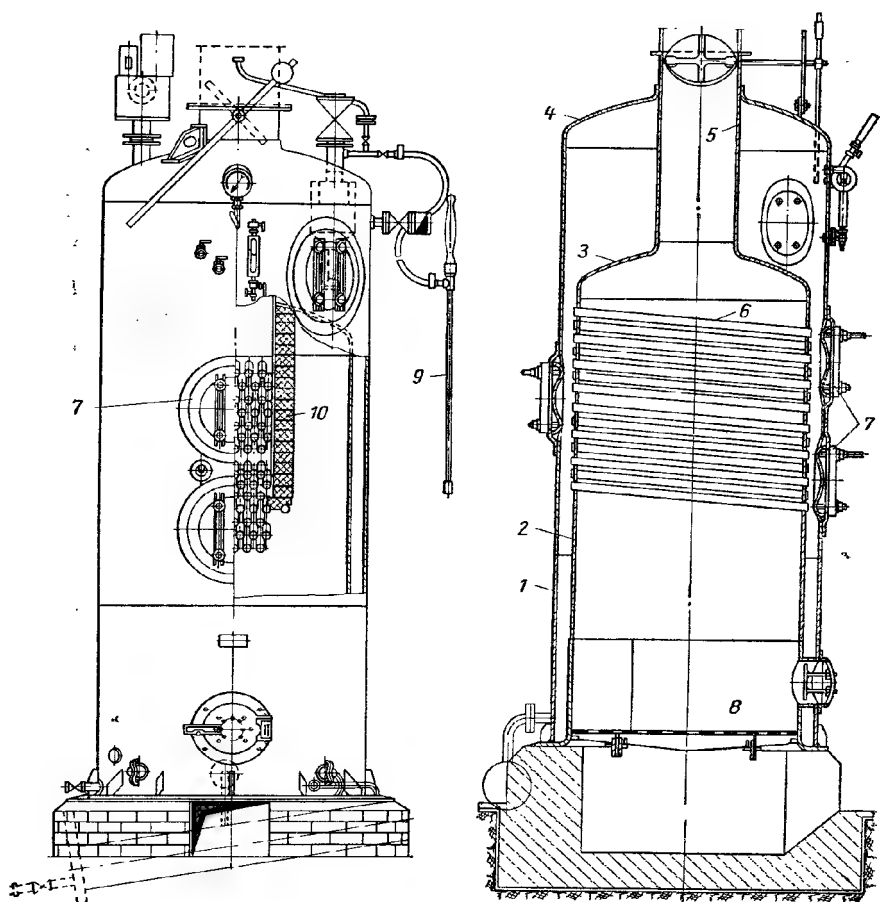


Рис. 14-1. Вертикально-цилиндрический котел Шухова — Сарафа.

пучка выполнены газонаправляющие щитки 10, препятствующие проходу дымовых газов помимо пучка.

Котел оборудован ручной топкой с горизонтальной колосниковой решеткой 8, которая расположена в нижней части внутреннего корпуса котла. Дымовая труба установлена непосредственно на котле.

Для очистки внутренней поверхности труб кипяtilьного пучка или смены их на наружном цилиндрическом корпусе предусмотрены лазы 7 с крышками. Для очистки наружной поверхности кипяtilьных труб и внутреннего корпуса от осевших на них золы и сажи имеется обдувочное устройство 9.

Вертикально-цилиндрический котел типа ВГД в основном отличается от котлов марок ММЗ и ТМЗ тем, что верхние днища его соединены системой вертикальных дымогарных труб. Котлы, предназначенные для работы на

высококачественном топливе, выпускают с внутренней топкой, но при необходимости сжигать низкокачественное топливо котел выполняют с внешней топкой, располагаемой под ним.

14-2. ВЕРТИКАЛЬНО-ВОДОТРУБНЫЕ КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

Отечественная промышленность выпускает следующие котельные агрегаты с вертикально-водотрубными котлами:

1) типа ДКВР с номинальной паропроизводительностью 2,5; 4; 6,5; 10 и 20 m^3 /ч, изготавливаемые Бийским котельным заводом;

2) типа ГМ-10 с номинальной паропроизводительностью 10 m^3 /ч, изготавливаемые тем же заводом;

3) типов СУ-15 и СУ-20 с номинальной паропроизводительностью 15 и 20 m^3 /ч, изготавливаемые Белгородским котельным заводом;

4) типа ГМ-50-14 с номинальной паропроизводительностью 50 m^3 /ч, изготавливаемые тем же заводом;

Кроме того, в промышленности работают котельные агрегаты паропроизводительностью 2—10 m^3 /ч, скомпонованные на основе котлов типов ДКВ, КРШ и ВВД (ТВД).

Котлы типа ДКВР изготавливают в основном на рабочее давление пара 14 ат для производства насыщенного пара и с пароперегревателем¹ для производства перегретого пара с температурой 250° С. Кроме того, котлы паропроизводительностью 6,5 и 10 m^3 /ч изготавливают на давление 24 ат для производства пара, перегретого до 370° С, а котлы паропроизводительностью 10 m^3 /ч также на давление 40 ат для производства пара, перегретого до 440° С. Намечено также выпустить опытные образцы котла ДКВР паропроизводительностью 35 m^3 /ч.

Котлы типа ДКВР выпускают в двух модификациях по длине верхнего барабана. У котлов паропроизводительностью 2,5; 4,0 и 6,5 m^3 /ч, а также у более ранней модификации котла паропроизводительностью 10 m^3 /ч верхний барабан выполнен значительно более длинным, чем нижний (рис. 14-2). Барабаны соединены системой гнутых цельнотянутых стальных кипяtilьных труб наружным диаметром 51 мм, образующих развитую конвективную поверхность нагрева. Трубы расположены в коридорном порядке (см. рис. 18-2) и своими концами завальцованы в барабаны. В продольном направлении трубы расположены на расстоянии между осями (шаг) 110, а в поперечном 100 мм.

Под передней половиной верхнего барабана находится топочная камера, боковые стены которой покрыты экранами из гладких труб (также диаметром 51 мм) с шагом 80 мм. На фронте топочной камеры размещены горелки. У котлов паропроизводительностью 10 m^3 /ч с длинным верхним барабаном, кроме того, имеются передний и задний экраны с шагом труб 130 мм. Топка рассматриваемых котлов разделяется шамотной стенкой, выкладываемой на заднем топочном пороге, на две части — собственно топку и камеру догорания. Это удлиняет путь газов до входа в котельный пучок и улучшает условия догорания уноса. Дымовые газы выходят из топки через особое окно, расположенное в правом углу ее, проходят камеру догорания справа налево и поступают в котельный пучок, омывая его поперечным горизонтальным потоком.

Пароперегреватель в котлах типа ДКВР выполняют вертикальным змеевиковым из стальных цельнотянутых труб наружным диаметром 32 мм. Его размещают в начале котельного пучка, отделяя от камеры догорания двумя рядами кипяtilьных труб. Для того чтобы можно было разместить пароперегреватель, часть кипяtilьных труб не устанавливают. Трубный пучок и экраны в сборе с барабанами, коллекторами и опорной рамой этих котлов вписываются в железнодорожный габарит; это позволяет собирать

¹ Котлы типа ДКВР-2,5-13 с номинальной паропроизводительностью 2,5 m^3 /ч с пароперегревателем не выпускаются.

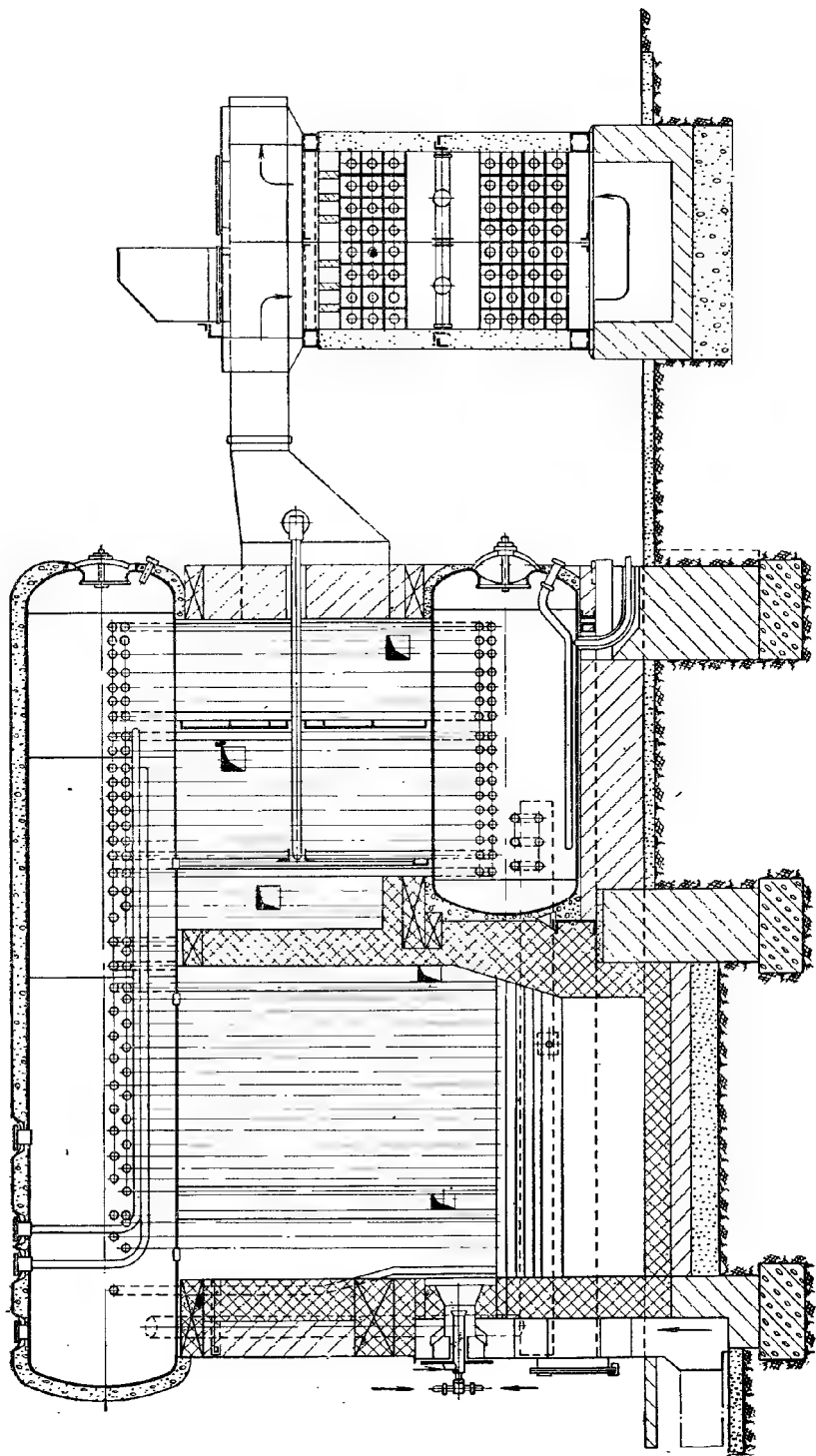


Рис. 14-2. Котельный агрегат с вертикально-водотрубным котлом типа ДКВР 4-13 и блочным двухходовым, чугунным ребристым водяным экономайзером.

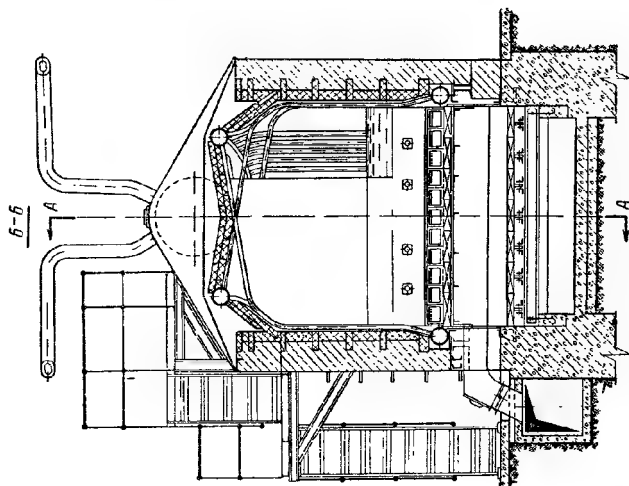
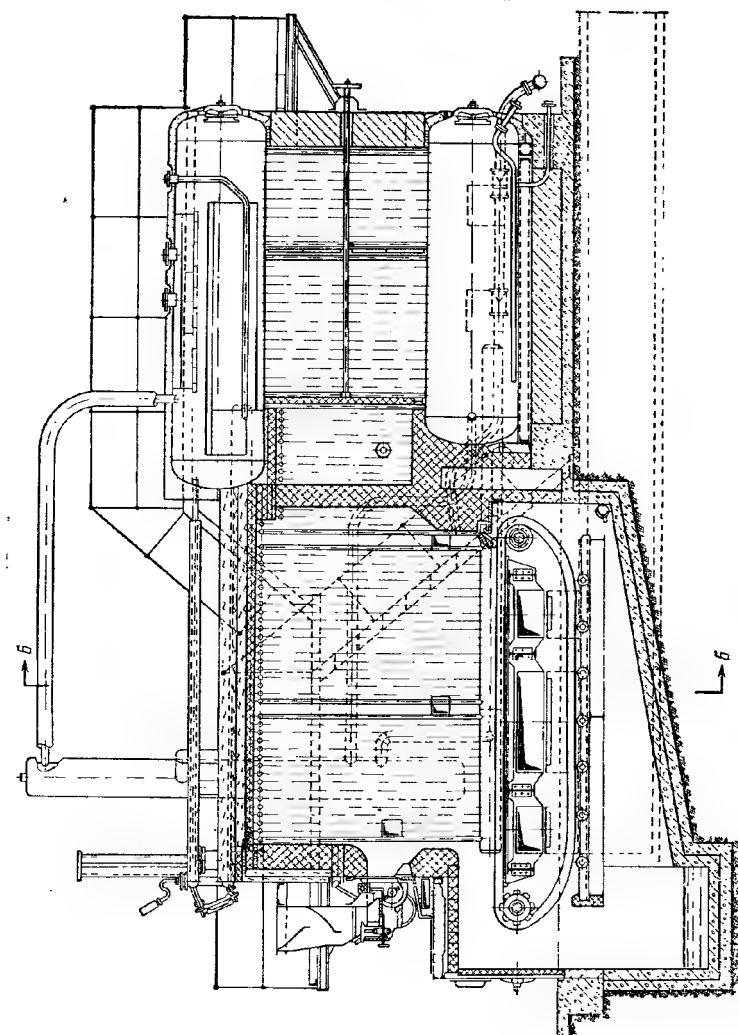


Рис. 14-3. Котел типа ДКВР 10-13 с ко-
рожными барабанами.

металлическую часть котла на заводе и доставлять ее на монтажную площадку в собранном виде, что упрощает монтаж.

У котлов типа ДКВР паропроизводительностью 20 *т/ч*, а также 10 *т/ч* новой модификации оба барабана короткие (рис. 14-3). Топочная камера полностью экранирована трубами диаметром 51 × 2,5 мм, причем трубы боковых экранов выведены крест-накрест в два верхних экранных коллектора, размещенные вдоль оси котла и присоединенные к верхнему барабану его, чем создается экранирование потолка топочной камеры.

Котлы паропроизводительностью 10 *т/ч* имеют камеру догорания, после прохождения которой дымовые газы поступают в газоходы, двигаясь в них по той же схеме, что и в котлах с длинным верхним барабаном (см. рис. П-1). В котлах паропроизводительностью 20 *т/ч* дымовые газы, пройдя промежуточную камеру, входят в трубный пучок по всей ширине котла и проходят этот пучок напрямую.

Котлы типа ДКВР в зависимости от рода сжигаемого топлива комплектуют с толками самых различных типов (см. табл. 6-1). За котлами устанавливают низкотемпературные поверхности нагрева: водяной экономайзер или воздухоподогреватель.

Фактическая паропроизводительность котлов ДКВР может несколько изменяться в зависимости от температуры питательной воды, а также наличия или отсутствия пароперегревателя, водяного экономайзера и воздухоподогревателя таким образом, что теплопроизводительность котельного агрегата остается приблизительно постоянной. При сжигании жидкого или газообразного топлива расчетная теплопроизводительность котла, предназначенного для работы при давлении 14 ат, повышается на 30% по сравнению с теплопроизводительностью котла, работающего на твердом топливе, а расчетная паропроизводительность его принимается равной:

Пароперегреватель	Температура питательной воды, °С	Расчетная паропроизводительность, % номинальной	
		при наличии низкотемпературной поверхности нагрева	при отсутствии низкотемпературной поверхности нагрева
Есть	50	130	115
Есть	100	140	130
Нет	50	135	130
Нет	100	150	135

Сводка основных характеристик котлов типа ДКВР приведена в табл. 14-1.

Таблица 14-1

Наименование показателей	Тип котла				
	ДКВР 2,5—13	ДКВР 4—13	ДКВР 6,5—13 6,5—23	ДКВР 10—13 10—23	ДКВР 20—13
Паропроизводительность котла, <i>т/ч</i>	2,5	4,0	6,5	10,0	20,0
Давление пара, ат	14	14	14 и 24	14 и 24	14
Радиационная поверхность нагрева, м ²	17,7	21,4	27,9	47,9	51,3
Конвективная поверхность нагрева у котлов без пароперегревателя, м ²	73,6	116,9	197,4	229,1	357,4
То же у котлов с пароперегревателем, м ²	—	107,6	179,0	207,5	315,0

При установке котлов типа ДКВР с низкотемпературными поверхностями нагрева целесообразно предусматривать только водяной экономайзер либо только воздухоподогреватель, чтобы не усложнять компоновку и эксплуатацию котельного агрегата. Такое решение целесообразно еще и

потому, что температура дымовых газов за котлами с развитыми поверхностями нагрева относительно низка и составляет приблизительно $250\text{--}300^\circ\text{C}$, вследствие чего количество тепла, уносимого дымовыми газами, относительно невелико. Более целесообразно устанавливать водяные экономайзеры, так как тогда агрегат получается компактным и простым в эксплуатации. При этом предпочтительнее выбирать чугунные ребристые экономайзеры, так как их изготавливают из недефицитного материала и они меньше страдают от коррозии. Однако в некоторых случаях по условиям компоновки установка стального гладкотрубного экономайзера может оказаться более рациональной, так как такой экономайзер получается более компактным, чем чугунный. Воздухоподогреватели следует применять только в тех случаях, когда подогрев воздуха необходим для обеспечения нормальной работы топки, например при сжигании очень влажных бурых углей или торфа.

Аэродинамическое сопротивление котельных агрегатов с котлами типа ДКВР при наличии низкотемпературных поверхностей нагрева и механических золоуловителей (в случае сжигания твердого топлива) достигает $100\text{--}130\text{ кг/м}^2$, что приводит к необходимости устанавливать дымоос. При применении для названных котлов механических топок при сжигании твердого топлива, а также газовых горелок (кроме инжекционных) и механических форсунок для сжигания жидкого топлива необходимо устанавливать дутьевой вентилятор.

Котлы типа ДКВР довольно чувствительны к качеству питательной воды, поэтому вода, используемая для их питания, должна подвергаться умягчению и деаэрации. Работа котельных установок с котлами типа ДКВР легко поддается автоматизации, особенно при сжигании жидкого и газообразного топлив.

Коэффициент полезного действия котельных установок с котлами ДКВР при наличии низкотемпературных поверхностей нагрева может при сжигании жидкого и газообразного топлив достигать 0,9. При сжигании бурых и пламенных каменных углей максимально достижимое значение к. п. д. снижается до 0,8—0,85, а при сжигании антрацита даже до 0,7 из-за довольно высоких значений потери тепла от механической неполноты сгорания.

Котлы типа ДКВ выпускались Бийским котельным заводом до 1958 г. паропроизводительностью 2,0; 4,0; 6,5 и 10 т/ч . Имея тот же конструктивный профиль, что и котлы типа ДКВР, они отличались несколько большей длиной барабанов, а также имели несколько больший шаг труб: вдоль оси барабана 115 мм и поперек его оси 130 мм. Кроме того, в котлах типа ДКВ паропроизводительностью 4,0 и 6,5 т/ч , предназначенных для производства перегретого пара, пароперегреватель размещался не перед первым газодом котла, как в котлах типа ДКВР, а между первым и вторым газодомами.

Котельный агрегат типа ГМ-10 предназначается для производства перегретого пара с давлениями 14 и 40 ат и температурами соответственно 250 и 440°C . Котел предназначается для работы на природном газе и мазуте и отличается тем, что работает с наддувом, т. е. при избыточном давлении в топке, приблизительно равном $150\text{--}250\text{ кг/м}^2$. Это позволяет работать без дымооса: общее сопротивление воздушного и газового тракта преодолевается дутьевым вентилятором, развивающим давление $200\text{--}450\text{ кг/м}^2$. Во избежание выбивания дымовых газов в окружающую среду котел выполнен с двойной стальной обшивкой. Через пространство, образуемое листами обшивки, проходит воздух, подаваемый дутьевым вентилятором, в результате чего через случайные неплотности в окружающую среду может выбиваться только холодный воздух.

По своей компоновке котел двухбарабанный асимметричный: кипяточный пучок и пароперегреватель размещены рядом с топкой. Топливо и воздух поступают в топку через комбинированные горелки, конструк-

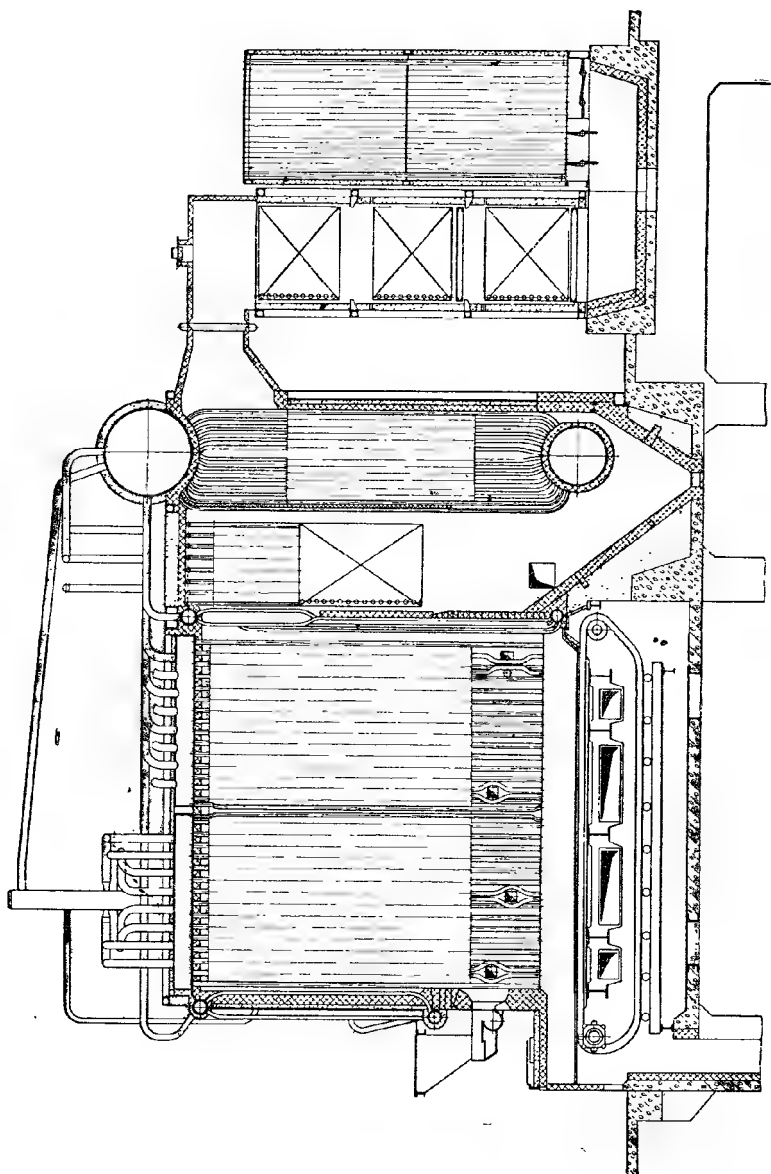


Рис. 14-4. Котельный агрегат типа CV-20 паропроизводительностью 20 т/ч с цепной решеткой обратного хода.

ция которых обеспечивает быстрый переход от сжигания одного вида топлива к сжиганию другого.

Котел целиком смонтирован на особой опорной раме и поставляется полностью смонтированным, с обмуровкой и обшивкой. На месте монтажа его устанавливают в готовом виде на фундамент.

Топка котла рассчитана на работу при теплонапряжении топочного пространства $500\text{--}850 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$. Температура отходящих газов $150\text{--}200^\circ \text{C}$; к. п. д. котла равен $90\text{--}91\%$.

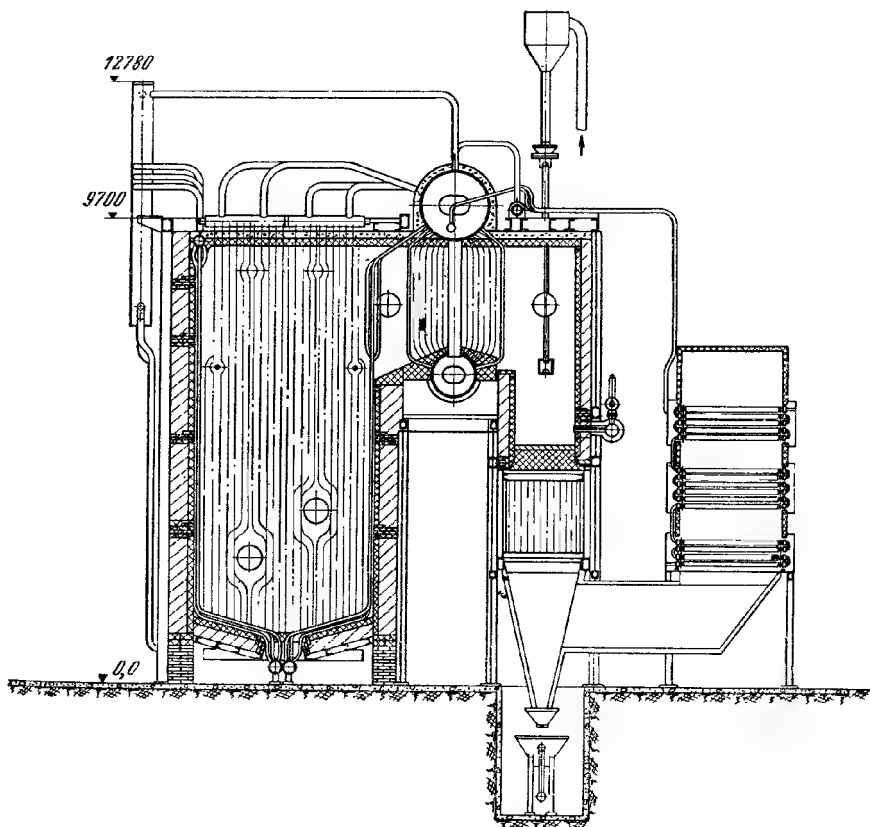


Рис. 14-5. Котельный агрегат типа ГМ-50-14 паропроизводительностью 50 т/ч для работы на жидком и газообразном топливе.

Котельные агрегаты типов СУ-15 и СУ-20 (рис. 14-4) предназначены для производства перегретого пара с давлением 40 ат и температурой 440°C . Их выполняют для работы на каменных и бурых углях со слоевыми топками. Котел двухбарабанный вертикально-водотрубный с расположением барабанов поперек оси котельного агрегата. Имеются пароперегреватель, зодяной экономайзер и воздухоподогреватель. Компоновка агрегата пятиходовая, вытянутая по горизонтали.

Топка выполняется с механической цепной решеткой обратного хода типа ПМЗ-ЛЦР или ПМЗ-ЧЦР. Все четыре стены топочной камеры экранированы трубами диаметром $51 \times 3 \text{ мм}$, причем трубы боковых экранов выведены в продольный коллектор, размещенный над топкой, чем достигается экранирование также потолка топочной камеры.

Пароперегреватель, выполненный из горизонтальных труб диаметром $32 \times 3 \text{ мм}$, размещается перед котлом и отделен от топки небольшим фесто-

ном. Кипятильный пучок выполнен из труб диаметром 51×3 мм, омываемых продольно восходящим потоком дымовых газов.

Водяной экономайзер стальной гладкотрубный имеет шахматное расположение труб диаметром 32×3 мм. Воздухоподогреватель трубчатый стальной с продольно-шахматным расположением труб диаметром $40 \times 1,5$ мм. Поставляется котел отдельными транспортными блоками.

Котельный агрегат типа ГМ-50-14 (рис. 14-5) имеет паропроизводительность 50 т/ч, производит насыщенный или перегретый до 250°C пар давлением 14 ат и предназначен для работы на природном газе и мазуте.

Котельный агрегат представляет собой сочетание вертикально-водотрубного котла с полностью экранированной камерной топкой. Компоновка агрегата П-образная с отделенным вынесенным водяным экономайзером. Экранирование топки выполнено трубами диаметром 60×3 мм с шагом 70 мм. Трубы фронтного и заднего экранов образуют под топку, а трубы боковых экранов, включенные в коллекторы, расположенные над топкой, образуют ее потолок. Горелки размещены встречно на боковых стенах топки. Кипятильный пучок выполнен из труб диаметром 60×3 мм, поперечно омываемых потоком дымовых газов. По торцам барабаны соединены двумя рядами необогреваемых опускных труб диаметром 133 мм. В центре кипятильного пучка вдоль барабанов расположен ряд обогреваемых опускных труб диаметром 219 мм. В нисходящем газоходе размещены пароперегреватель, выполненный из труб диаметром 32×3 мм, и гладкотрубный стальной воздухоподогреватель, выполненный из труб диаметром $40 \times 1,5$ мм. Из воздухоподогревателя дымовые газы проходят в двухходовой чугунный ребристый водяной экономайзер, выполненный из труб длиной 2 000 мм.

Для очистки труб воздухоподогревателя от отложений, образующихся при сжигании мазута, применено дробеочистное устройство. Водяной экономайзер очищается паровой обдувкой.

Поставляется котельный агрегат отдельными блоками.

14-3. КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ ЭКРАННОГО ТИПА

Котельные агрегаты экранного типа в соответствии с ГОСТ выпускают на давление пара 40, 100, 140 и 255 ат с температурой перегретого пара 440, 540 и 570°C и для сжигания твердого, жидкого и газообразного топлива. При этом котельные агрегаты паропроизводительностью 20 и 35 т/ч, предназначенные для работы на твердом топливе, проектируют в вариантах сжигания топлива в слое и в пылевидном состоянии. Котельные агрегаты паропроизводительностью 50 т/ч и выше выполняют для сжигания только пылевидного топлива.

Котельные агрегаты производительностью 20—220 т/ч в настоящее время выпускают барабанные с естественной циркуляцией.

Типичным примером котельного агрегата экранного типа паропроизводительностью 20—220 т/ч является показанный на рис. 14-6 котельный агрегат паропроизводительностью 160 т/ч, предназначенный для производства перегретого пара с давлением 100 ат и температурой 570°C . Конструктивно профиль этого котельного агрегата характеризуется компоновкой его элементов в виде буквы П, в результате чего образуются два хода дымовых газов. Первым ходом является экранированная топка, определившая название типа котельного агрегата. Экранирование топки настолько значительно, что в ней экранными поверхностями передается полностью все тепло, требуемое для превращения в пар воды, поступившей в барабан котла. В результате исчезает необходимость в кипятильных конвективных поверхностях нагрева; конвективными поверхностями нагрева в котельных агрегатах этого типа остаются только пароперегреватель, водяной экономайзер и воздухоподогреватель. Выйдя из топочной

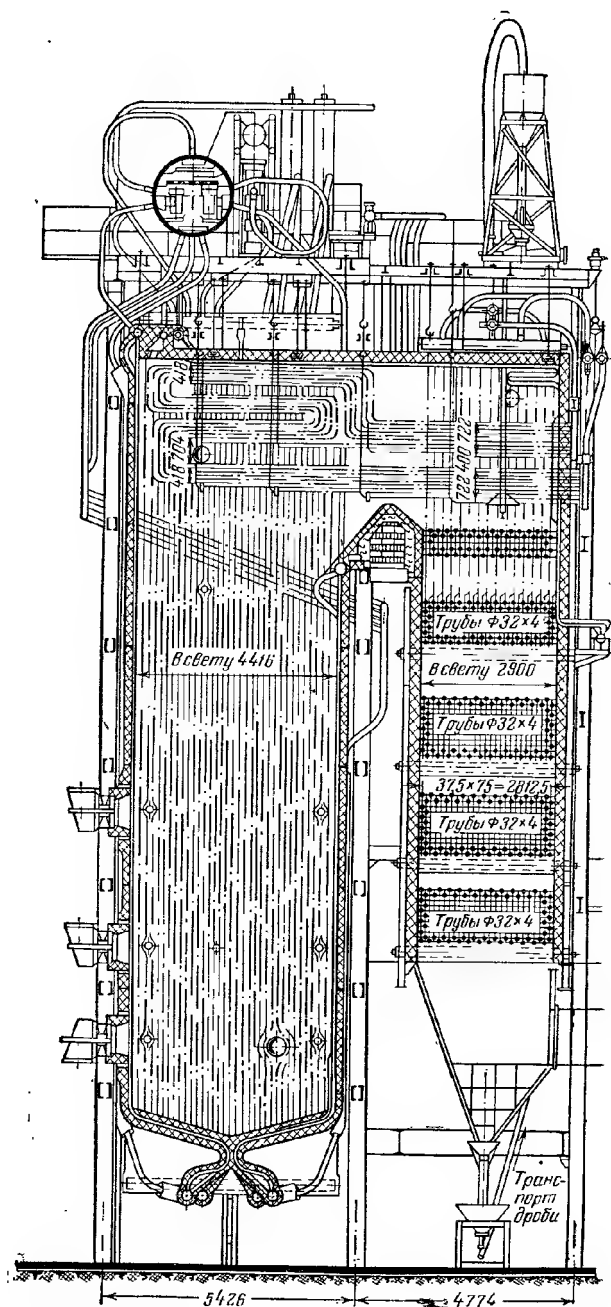


Рис. 14-6. Котельный агрегат типа БКЗ-160-100 СМ паропроизводительностью 160 т/ч.

камеры, дымовые газы поступают в короткий горизонтальный соединительный газодух, где размещена ширмовая часть пароперегревателя (см. гл. 15). После этого дымовые газы направляются во второй — нисходящий — газодух, в котором расположены конвективная часть пароперегревателя и водяной экономайзер. Воздухоподогреватель (трубчатый или регенеративный) вынесен за агрегат.

Котельные агрегаты паропроизводительностью 320 m^3 и выше появились в связи с ростом установленной мощности электрических станций, сооружением их по блочной технологической структуре (котел—турбина) и

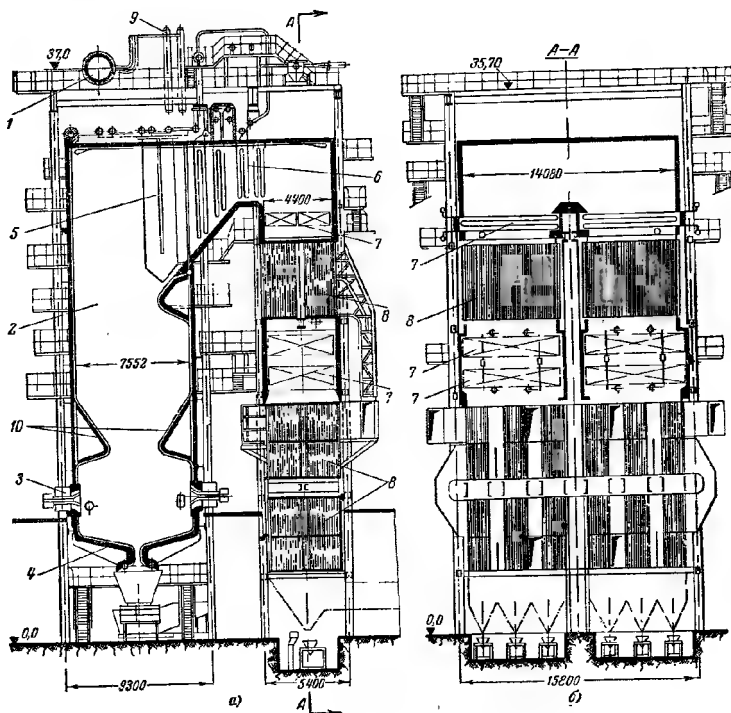


Рис. 14-7. Котельный агрегат паропроизводительностью 420 m^3 .

установкой турбоагрегатов единичной мощностью 100, 150, 200, 300, 500 и 800 тыс. kwt . Это вызвало необходимость создания котельных агрегатов паропроизводительностью до 480 m^3 на давление пара 140 at и температуру 570° С, паропроизводительностью до 640 m^3 на то же давление с первичным перегревом пара до 570° С и промежуточным перегревом до 570° С и с паропроизводительностью 950, 1 600 и 2 500 m^3 на давление 225 at , первичным и промежуточным перегревами пара до той же температуры.

Котельные агрегаты паропроизводительностью до 640 m^3 изготовляют как барабанные, так и прямоточные, а паропроизводительностью 950 m^3 и выше — только прямоточные, так как для выработки пара сверхкритического давления 255 at выполнить котел с естественной циркуляцией нельзя.

Необходимость осуществления промежуточного перегрева пара приводит к тому, что возникает задача размещения в котельном агрегате двух пароперегревателей.

На рис. 14-7 показан котельный агрегат паропроизводительностью 420 m^3 на давление пара 140 at и температуру 570° С. Котельный агрегат имеет один барабан 1 и выносные сепарационные циклоны 9. Он предназначен для сжигания АШ в пылевидном состоя-

нии. Компоновка П-образная. Топка полуоткрытая с расположением горелок 3 на передней и задней стенах и подом 4 для жидкого шлакоудаления, полностью экранированная; камера горения имеет шиповые, утепленные огнеупорной массой, экраны. Камера охлаждения 2 имеет открытые экраны 10. Пароперегреватель комбинированный, состоящий из потолочной радиационной части, полурадационных ширм 5 и конвективной части 6 (см. § 15-2). В нисходящей части в рас-

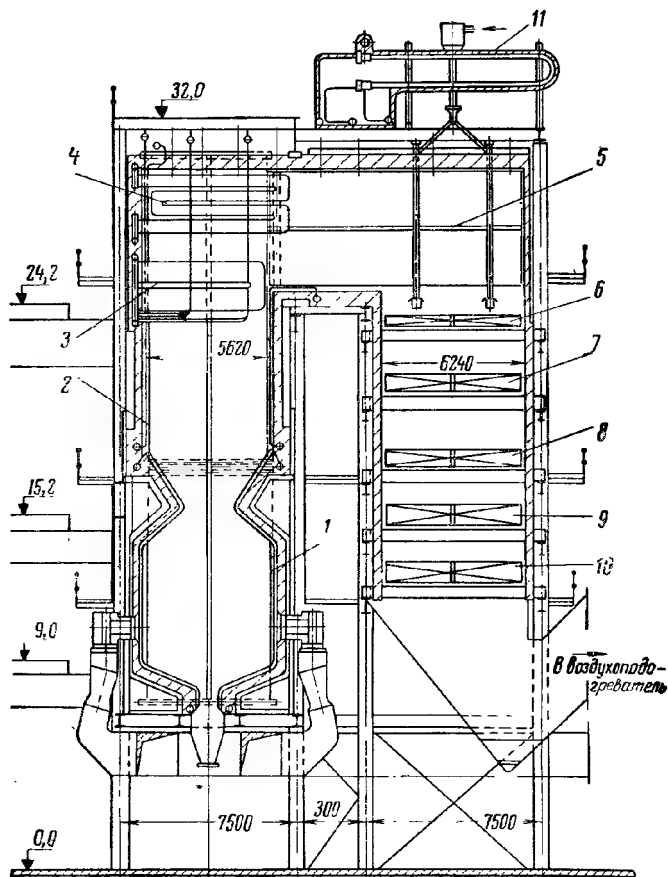


Рис. 14-8. Котельный агрегат паропроизводительностью 950 $m^3/ч$.

сечку расположены водяные экономайзеры второй и первой ступени (по ходу воды) 7 и воздухоподогреватели второй и первой ступени 8.

Примером выполнения прямоточных котельных агрегатов высокой паропроизводительности с закритическими параметрами пара может служить показанный на рис. 14-8 котельный агрегат паропроизводительностью 950 $m^3/ч$ на давление пара 255 ат и температуру 570° С. Параметры пара после промежуточного перегрева 41 ат и 570° С. Котел имеет П-образную компоновку и состоит из двух одинаковых корпусов, обеспечивающих паром турбину мощностью 300 тыс. квт.

Топка каждого корпуса состоит из камеры горения 1 с жидким шлакоудалением с закрытыми вертикальными экранами и 12 круглыми горелками, расположенными на передней и задней стенах камеры, и камеры охлажде-

ния дымовых газов 2 с открытыми вертикальными экранами. Выйдя из топки, дымовые газы поступают в пароперегреватель, состоящий из двух радиационных частей (ширм) 3 и 4 и конвективной части 6, промежуточные пароперегреватели первой ступени 7 и второй ступени 8 и далее в испарительные поверхности нагрева котла 9 и водяной экономайзер 10. Затем они проходят в воздухоподогреватель (на рисунке не показан), дымососы и дымовую трубу.

Питательная вода поступает параллельными потоками в каждый корпус с возможностью отдельного регулирования подачи ее по корпусам. Вода проходит последовательно через конвективные водяные экономайзеры 10, размещенные в зоне малого температурного напора, экраны камеры горения 1 и конвективную поверхность нагрева котла (переходную зону) 9, где она превращается в пар. Полученный пар проходит через экраны камер охлаждения и поступает в конвективную часть 6 первичного пароперегревателя, а из него в радиационные части 3 и 4 первичного пароперегревателя и далее в турбину.

Возвращающийся из турбины пар, подлежащий промежуточному перегреву, поступает во вторую ступень 8 промежуточного пароперегревателя, затем проходит в теплообменник 11, предназначенный для регулирования его температуры, и далее в первую ступень пароперегревателя 7 и обратно в турбину. Дополнительное регулирование температуры перегретого пара осуществляется впрыскивающими парохладителями. Трубы конвективных поверхностей нагрева очищаются от загрязнений дробеочистным устройством 5. Все конвективные поверхности нагрева выполнены в виде пакетов из горизонтальных змеевиков. Трубы поверхностей нагрева имеют наружный диаметр 32 мм. По такому же принципу изготавливают котельные агрегаты паропроизводительностью 1 600 и 2 500 т/ч.

Глава пятнадцатая

ЭЛЕМЕНТЫ ПАРОВЫХ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

15-1. ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА. ЦИРКУЛЯЦИЯ

Участие испарительных поверхностей нагрева, т. е. кипятильных пучков и топочных экранов вертикально-водотрубных котлов, а также топочных экранов и фестонов котельных агрегатов экранного типа, в процессе парообразования в котле непрерывно уменьшается с повышением давления пара. Если в котлах низкого давления, производящих насыщенный пар, испарительные поверхности нагрева составляют 100% общей поверхности нагрева, то в котельных агрегатах закритического давления испарительные поверхности нагрева почти полностью отсутствуют, так как в закритической области вода, достигшая температуры кипения, переходит в пар без дополнительной затраты тепла. В котельных агрегатах закритического давления приблизительно 35% используемого в них тепла затрачивается на подогрев воды до температуры парообразования, а 65% расходуется на перегрев пара.

Система испарительных поверхностей нагрева определяется типом котельного агрегата.

Испарительные системы котлов с естественной циркуляцией показаны на рис. 15-1 и 15-2.

Испарительные поверхности нагрева в вертикально-водотрубных котельных агрегатах (рис. 15-1) состоят из развитого пучка кипятильных труб 2, ввальцованных в верхний 1 и нижний 3 барабаны, топочных экранов 6, питаемых водой из котельных барабанов через опускные 7 и соединительные 4 трубы из камер (коллекторов) 5.

Барабаны вертикально-водотрубных котлов изготавливают из листовой стали сварными диаметром 1 000 — 1 500 мм. Поскольку эти котлы предназначены для работы при давлении 14—40 ат, толщина стенки барабана получается относительно небольшой. Например, для котлов типа ДКВР на давление 14 ат толщина стенки барабана диаметром 1 000 мм равна 13 мм, на давление 24 ат при том же диаметре барабана — 20 мм и на давление 40 ат при диаметре барабана 960 мм — 40 мм. Штампованные днища барабанов имеют специальные лапы, закрываемые люками.

Коллекторы выполняют обычно из труб диаметром до 219 мм; экранные трубы присоединяют к ним сваркой.

Испарительные поверхности нагрева котельных агрегатов экранного типа (рис. 15-2) состоят из барабана 2, системы экранных труб 6 и 7 с нижними 9 и 10 и верхними 4 и 5 экранными коллекторами, системы опускных труб 8 и системы соединительных труб 3.

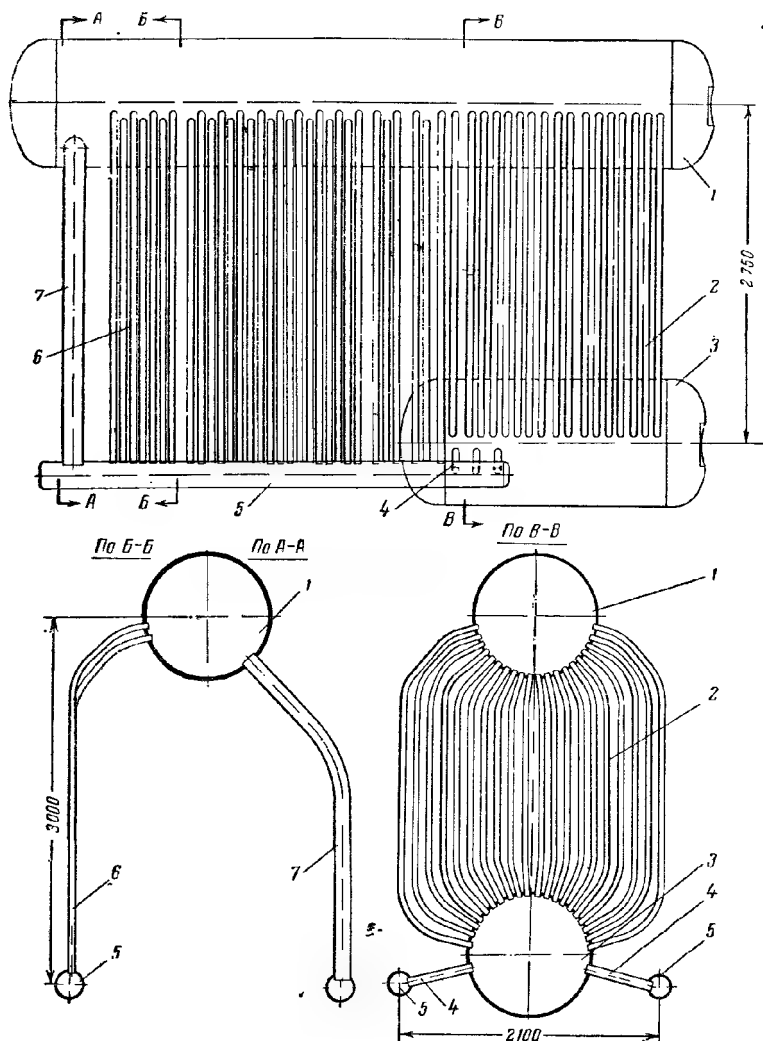


Рис. 15-1. Испарительные поверхности нагрева вертикально-водотрубного котла.

Барабаны изготовляют сварными, днища — штампованными. Диаметр барабана в зависимости от паропроизводительности котельного агрегата и давления пара составляет 1 200—1 800 мм при длине, достигающей ~ 18 м. Толщина стенки барабана для котлов с давлением 100 ат составляет 90—100 мм, а для котлов с давлением 140 ат — еще больше. Экранные коллекторы выполняют из бесшовных труб с наружным диаметром до 426 мм. Трубы экранной системы бесшовные с наружным диаметром 51—60 мм; их присоединяют к коллекторам на сварке, к барабанам при среднем давлении — вальцовкой, а при высоком давлении — сваркой.

Для обеспечения надежной работы и расчетной производительности котельного агрегата большое значение имеет правильная организация движения воды в испарительных поверхностях нагрева. Надежная работа может быть

обеспечена только в том случае, когда вода, движущаяся в кипятильных и экранных трубах, работающих при повышенной температуре, создаст необходимое охлаждение металла этих труб, так как снижение механической прочности металла при повышении температуры может привести к разрушению их. Расчетная паропроизводительность достигается тем, что при правильно организованном движении воды и пароводяной смеси обеспечивается эффективное использование всех труб испарительной поверхности нагрева котла.

Естественная циркуляция в кипятильных и экранных трубах про-

Рис. 15-3. Схема контура естественной циркуляции воды.

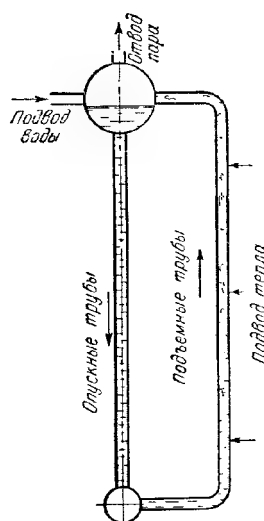


Рис. 15-2. Испарительные поверхности нагрева котельного агрегата экранного типа.

исходит под действием гравитационных сил, обусловливаемых разностью плотностей воды и пароводяной смеси, находящихся в поле тяготения. Для возможности возникновения естественной циркуляции должен существовать замкнутый циркуляционный контур (рис. 15-3), состоящий из двух систем вертикальных или наклонных труб, соединенных в такие условия, что одна система труб обогревается больше, чем другая, или одна система труб обогревается, а другая — нет, то вода, заполняющая контур, приходит в движение, причем находящаяся в сильно обогреваемых трубах вода начинает подниматься, а находящаяся в менее обогреваемых или совсем не обогреваемых трубах — опускаться. Причиной, вызывающей это движение, является уменьшение плотности воды в более обогреваемых трубах в результате повышения ее температуры. Вследствие этого давление на воду в нижней части контура, вызванное силой тяготения, становится неодинаковым и

вода приходит в движение. Если подвод тепла к контуру приведет к парообразованию в обогреваемых трубах, то это еще больше увеличит разность плотностей воды и пароводяной смеси, и скорость движения — циркуляция — усилится. Скорость циркуляции будет возрастать с увеличением обогрева трубы, так как при этом усиливается интенсивность парообразования в трубе и в большей степени уменьшается плотность пароводяной смеси. Так как причиной возникновения естественной циркуляции является сила тяжести, то естественная циркуляция будет происходить тем эффективнее, чем выше будет величина ускорения силы тяжести и наоборот.

Отношение количества воды, вошедшей в испарительный контур, к количеству пара, который вырабатывается за то же время этим контуром, называют *к р а т н о с т ь ю ц и р к у л я ц и и*. Для котлов с естественной циркуляцией кратность циркуляции колеблется от 8 до 50.

Паровые котлы, как правило, имеют по два-три и более параллельно работающих циркуляционных контура. Например, испарительная поверхность нагрева котла ДКВР, показанная на рис. 15-1, имеет три циркуляционных контура: один, образуемый кипяtilьными трубами котла, и два, образуемые экранами. Часть питательной воды, поступающей в верхний барабан 1 котла по группе кипяtilьных труб, являющихся опускными, проходит в нижний барабан 3. Здесь вода разделяется на три потока: один из них по группе кипяtilьных труб, являющихся подъемными, возвращается в верхний барабан в виде пароводяной смеси, а два других по соединительным трубам 4 проходят в нижние коллекторы 5 экранов, затем в экранные трубы и, наконец, также в виде пароводяной смеси, в верхний барабан котла. Другая часть питательной воды, поступающей в котел, из верхнего барабана котла по опускным трубам 7 также поступает в коллекторы 5, увеличивая надежность питания их.

В циркуляционных контурах экранного котельного агрегата (рис. 15-2) вода из барабана 2 по опускным водоподводящим трубам 8 поступает в передний и задний нижние коллекторы 9 и в нижние боковые коллекторы 10. Из названных коллекторов вода распределяется по экранным трубам 6 и 7, покрывающим стены топки. Поднимаясь по экранным трубам, вода под действием лучистой теплоты факела частично испаряется, образуя пароводяную смесь. Из экранных труб пароводяная смесь по соединительным трубам 3 поступает в барабан 2, в котором пар отделяется от воды и выходит из барабана по паропроводу 1, а вода возвращается в циркуляционный контур.

Описанная схема циркуляции носит принципиальный характер. В каждом конкретном котельном агрегате экранного типа она приобретает свои отличительные особенности.

Количественно естественная циркуляция характеризуется уравнением неразрывности движения однофазной или двухфазной жидкости

$$M^{\text{под}} = M^{\text{оп}}, \text{ кг/сек}, \quad (15-1)$$

и уравнением энергии

$$P = \sum \Delta P, \text{ н/м}^2, \quad (15-2)$$

где $M^{\text{под}}$ и $M^{\text{оп}}$ — соответственно количества жидкости, движущейся в подъемных и опускных трубах контура, кг/сек ,

P — полное движущее давление циркуляции¹, возникающее в контуре как следствие разницы между усредненными значениями плотности жидкости $\rho^{\text{под}}$ и $\rho^{\text{оп}}$ соответственно в подъемных и опускных трубах контура, н/м^2 ;

¹ Наряду с терминами «полное движущее давление циркуляции», «полезное давление циркуляции» и т. п. применяют термины «полный движущий напор циркуляции», «полезный напор циркуляции» и т. п.

Понятия «давление» и «напор» связаны соотношением $P = H\gamma$,

где P — давление, кг/м^2 или н/м^2 ;

H — напор, м ;

γ — удельная сила тяжести (удельный вес жидкости), кг/м^3 или н/м^3 .

$\Sigma \Delta P$ — полное гидравлическое сопротивление контура, складывающееся из потерь давления $\Delta P_{\text{тр}}^{\text{оп}}$ и $\Delta P_{\text{тр}}^{\text{под}}$ на преодоление сил трения и потерь давления $\Delta P_{\text{м}}^{\text{оп}}$ и $\Delta P_{\text{м}}^{\text{под}}$ на преодоление местных сопротивлений в опускных и подъемных трубах, а также из потери давления на создание ускорения движения смеси в подъемных трубах, вызванного парообразованием, $\Delta P_{\text{уск}}$, н/м².

В раскрытом виде

$$P = hg (\rho^{\text{оп}} - \rho^{\text{под}}), \text{ н/м}^2, \quad (15-3)$$

где h — высота циркуляционного контура, м;

g — ускорение силы тяжести, принимаемое для земных условий равным 9,81 м/сек².

В результате в раскрытом виде уравнение (15-2) может быть выражено следующим образом:

$$hg (\rho^{\text{оп}} - \rho^{\text{под}}) = \Delta P_{\text{тр}}^{\text{оп}} + \Delta P_{\text{м}}^{\text{оп}} + \Delta P_{\text{тр}}^{\text{под}} + \Delta P_{\text{м}}^{\text{под}} + \Delta P_{\text{уск}}, \text{ н/м}^2, \quad (15-4)$$

Однако в инженерной практике измерение сил в ньютонах, являющихся единицей силы в системах МКС и СИ, до сих пор распространения не получило. В технике для измерения сил пользуются единицей силы из системы МКГСС, а именно килограммом-силой (кг), которая в 9,81 раза больше ньютона. Поэтому уравнение (15-3) выразится в виде:

$$h \frac{g}{9,81} (\rho^{\text{оп}} - \rho^{\text{под}}) = \frac{\Delta P_{\text{тр}}^{\text{оп}}}{9,81} + \frac{\Delta P_{\text{м}}^{\text{оп}}}{9,81} + \frac{\Delta P_{\text{тр}}^{\text{под}}}{9,81} + \frac{\Delta P_{\text{м}}^{\text{под}}}{9,81} + \frac{\Delta P_{\text{уск}}}{9,81}, \text{ кг/м}^2, \quad (15-5)$$

где 9,81 — переводный коэффициент для перевода величины давления, выраженного в н/м², в величину давления, выраженного в кг/м².

На величину $\rho^{\text{под}}$ влияют характер и величина тепловой нагрузки подъемных труб контура, а также скорость движения пара относительно воды в этих трубах. Последний фактор пока еще не изучен, вследствие чего еще невозможно рассчитать величину $\rho^{\text{под}}$. Поэтому в теории естественной циркуляции введено понятие полезного движущего давления, выражаемого в виде:

$$p^{\text{пол}} = h \frac{g}{9,81} (\rho^{\text{оп}} - \rho^{\text{под}}) - \frac{\Delta P_{\text{тр}}^{\text{под}}}{9,81} - \frac{\Delta P_{\text{уск}}}{9,81}, \text{ кг/м}^2, \quad (15-6)$$

откуда с учетом уравнения (15-5) следует:

$$p^{\text{пол}} = \frac{\Delta P_{\text{тр}}^{\text{оп}}}{9,81} + \frac{\Delta P_{\text{м}}^{\text{оп}}}{9,81} - \frac{\Delta P_{\text{м}}^{\text{под}}}{9,81}, \text{ кг/м}^2. \quad (15-7)$$

Полезное движущее давление представляет собой ту часть полного движущего давления P , которая затрачивается на преодоление сил трения в опускных трубах контура и местных сопротивлений всего контура.

Известно, что сопротивление трения и местное сопротивление того или иного элемента гидродинамической системы пропорциональны величине динамического давления в этом элементе, т. е.

$$\Delta P_{\text{тр}} = \zeta_{\text{тр}} \frac{w^2}{2}, \text{ н/м}^2 \text{ и } \Delta P_{\text{м}} = \zeta_{\text{м}} \frac{w^2}{2}, \text{ н/м}^2,$$

где $\zeta_{тр}$ и ζ_m — коэффициенты пропорциональности, называемые соответственно коэффициентом сопротивления трения и коэффициентом местного сопротивления;

u и ρ — скорость движения среды и плотность ее в этом элементе.

Поэтому уравнение (15-7) можно окончательно представить в следующем виде:

$$\rho_{пол} = \lambda \frac{l}{d} \frac{(u_{оп})^2}{2 \cdot 9,81} \rho_{оп} + \sum_i \zeta_{mi}^{оп} \frac{(u_i^{оп})^2}{2 \cdot 9,81} \rho_{оп} + \sum_j \zeta_{mj}^{под} \frac{(u_j^{под})^2}{2 \cdot 9,81} \rho_{к}^{под}, \quad \text{кг/м}^2, \quad (15-8)$$

где l , d и λ — соответственно длина, диаметр и коэффициент трения опускаемых труб;

$\zeta_{mi}^{оп}$ и $u_i^{оп}$ — соответственно коэффициент местного сопротивления фасонных частей (отводы, тройники, входы в коллекторы, выходы из них) опускающей части контура и скорость движения жидкости в них;

$\zeta_{mj}^{под}$ и $u_j^{под}$ — то же подъемной части контура;

$\rho_{к}^{под}$ — плотность пароводяной смеси при выходе из обогреваемого участка подъемной части контура.

Из последнего уравнения видно, что полезное движущее давление, требуемое для создания надлежащей циркуляции, должно быть тем выше, чем выше скорость воды в контуре, чем он сложнее конструктивно и чем выше давление пара в котле.

Выражение (15-8) представляет собой уравнение, по которому рассчитывают естественную циркуляцию в паровом котле. Величину полезного движущего давления, отнесенную к 1 м высоты труб подъемной части контура, для различных условий определяют по графикам, имеющимся в нормах расчета циркуляции в паровых котлах; там же приведены значения величин λ и ζ_m .

Нарушение циркуляции обычно вызывается тепловой и гидравлической неравномерностью работы параллельно включенных труб. В этом отношении различают опрокидывание циркуляции, возникновение свободного уровня воды в трубах и расслоение потока пароводяной эмульсии.

Под опрокидыванием циркуляции понимают явление, когда в результате общих нарушений нормального режима работы котла (неравномерное распределение температуры по ширине котла, шлакование и др.) слабо обогреваемые подъемные трубы, выведенные в водяной объем котла, начинают работать как опускаемые. Так как при этом скорость воды в этих трубах обычно оказывается незначительной и непостоянной, то образующиеся в воде паровые пузыри попеременно либо очень медленно всплывают, либо так же медленно сносятся потоком вниз. Происходящее при этом объединение паровых пузырей может достигнуть предела, когда значительная часть трубы заполняется паром. Это вызывает резкое повышение температуры стенки трубы, так как величина коэффициента теплоотдачи от стенки трубы к пару в несколько десятков раз меньше величины коэффициента теплоотдачи от стенки трубы к кипящей воде. Если при этом температура стенки трубы превысит допустимую по условиям прочности металла, труба может разорваться.

С в о б о д н ы й у р о в е н ь воды может образоваться в слабо обогреваемых трубах, выведенных в паровое пространство барабана, при параллельной работе их с сильно обогреваемыми трубами. В этом случае может возникнуть такой режим, при котором вся циркулирующая вода начнет поступать только в сильно обогреваемые трубы. В результате в слабо обогреваемых трубах появится свободный уровень воды, так как высота столба воды в них, уравнивающая высоту столба более легкой пароводяной смеси в сильно обогреваемых трубах, станет меньше высоты трубы. Отрезок трубы над свободным уровнем окажется заполненным паром; охлаждение

этой части трубы из-за малой теплоотдачи от внутренней ее поверхности к пару прекратится, и труба может постепенно нагреться до опасной температуры и разорваться.

Расслоение потока может возникнуть при движении пароводяной смеси с небольшой скоростью в горизонтальных и слабонаклонных трубах: по нижней части трубы начинает двигаться вода, а по верхней — пар. В результате такого расслоения отвод тепла от верхней части трубы уменьшается, что может привести к чрезмерному повышению температуры металла и разрыву трубы.

Так как нарушение интенсивного охлаждения кипящих труб, наступающее при опрокидывании циркуляции, образовании свободного уровня в трубах и расслоении пароводяной смеси, может привести к аварийному выходу котла из работы, то при проектировании циркуляционных схем паровых котлов уделяют большое внимание исключению возможности возникновения этих ненадежных режимов работы.

При проектировании топочных экранов стремятся по возможности выравнивать тепловосприятие всех труб каждого контура. Для этого, в частности, прибегают к секционированию экранов, при котором трубы, покрывающие каждую стену топки, разделяют на секции по ширине стены с самостоятельными подводом воды и отводом пароводяной смеси. Стремятся также повысить кратность циркуляции в экранных контурах, что достигается по возможности предельным уменьшением сопротивления опускных и пароотводящих труб путем увеличения их сечения и выполнения пароотводящих труб минимальной длины при увеличении высоты экранов.

Испарительные системы котлов с многократной принудительной циркуляцией выполняют различно. Их основной особенностью является использование труб небольшого диаметра: 42—32 мм, а иногда и менее. Циркуляция в этих котлах происходит под действием внешних сил, что достигается установкой насосов. При этом, однако, действие гравитационных сил сохранения, но оно перестает быть решающим. Условия многократной принудительной циркуляции выражаются теми же уравнениями (15-1) и (15-2), которые определяют естественную циркуляцию, но величина полного движущего давления в формуле (15-2) характеризует действие не гравитационных сил, а циркуляционного насоса, потребное давление которого определяется правой частью формулы (15-5).

Кратность циркуляции в котлах с многократной принудительной циркуляцией составляет 5—10.

Основной особенностью работы котлов с многократной принудительной циркуляцией является неравномерное распределение воды по параллельно включенным трубам контура, которое проявляется значительно сильнее, чем в котлах с естественной циркуляцией. Это объясняется тем, что в контурах котельных агрегатов с принудительной циркуляцией гидродинамическое сопротивление труб оказывается значительно большим, чем в контурах с естественной циркуляцией. Указанная неравномерность распределения воды приводит к значительной неравномерности — разбегу величин энтальпии пароводяной смеси на выходе из различных труб контура, что может повлечь за собой перегрев металла тех труб, в которые поступает мало воды, и как следствие к их разрушению. Такую неравномерность устраняют установкой в трубах дросселирующих шайб.

В *прямоточных котлах* движение воды и пароводяной смеси определяется теми же уравнениями и носит тот же характер, что и в котлах с многократной принудительной циркуляцией, с той, однако, разницей, что вода и пароводяная смесь проходят через испарительную систему **о д н о к р а т н о**.

Сепарирующие устройства барабанных паровых котлов предназначены для отделения от насыщенного пара, образовавшегося в котле, содержащихся в нем капель воды. В этих каплях в растворенном состоянии находится соответствующее количество тех примесей, которые содержатся в котловой воде; таким образом, с этими каплями пар, выходящий из барабана котла, выносит некоторое количество минеральных примесей.

После испарения капель воды в пароперегревателе вынесенные соли отлагаются на внутренней поверхности змеевиков, вследствие чего ухудшаются условия теплообмена и возникает нежелательное повышение температуры трубок пароперегревателя. Соли могут также отложиться в арматуре паропроводов, приводя к нарушению ее плотности и в проточной части паровой турбины, приводя к снижению экономичности ее работы и создавая вибрацию.

Капли воды образуются при прохождении пара через поверхность воды в барабане (з е р к а л о и с п а р е н и я). Проходя через воду, пар разрывает ее поверхностный слой, в результате чего образуются капли, которые выбрасываются в паровое пространство барабана, причем мелкие капли уносятся паром. Унесенную влагу разделяют на грубодисперсную (сепарируемую), которую можно сравнительно легко отделить от пара механическими средствами, и мелкодисперсную (несепарируемую), которую механическими средствами отделить от пара не удастся.

Влажный пар характеризуется влажностью его и солесодержанием. В л а ж н о с т ь ю насыщенного пара называют отношение массы содержащейся в нем влаги к общей массе влажного пара, выраженное в процентах. С о л е с о д е р ж а н и е м пара называют отношение

$$C_{\text{п}} = \frac{WC_{\text{к. в.}}}{100}, \text{ мг/кг}, \quad (15-9)$$

где W — средняя влажность насыщенного пара, %

$C_{\text{к. в.}}$ — содержание солей в котловой воде, мг/кг.

Влажность пара, выходящего из барабана котла, увеличивается с повышением паронапряжения зеркала испарения, т. е. с возрастанием отношения часового количества пара, произведенного котлом ($\text{м}^3/\text{ч}$), к площади зеркала испарения (м^2), с повышением паронапряжения парового объема котла, т. е. с повышением отношения часового количества пара, произведенного котлом ($\text{м}^3/\text{ч}$), к объему парового пространства барабана (м^3), и с подъемом уровня воды в барабане.

Осложнения, вызываемые уносом котловой воды, требуют снижения влажности и солесодержания пара, выходящего из барабана котла. В принципе это может быть достигнуто уменьшением рабочего паронапряжения зеркала испарения и парового объема барабана. Однако для котла данной производительности уменьшение этих параметров связано с увеличением размеров барабана котла и, следовательно, удорожанием его; поэтому такой способ снижения влажности пара не является целесообразным.

Снижения влажности пара достигают рациональной организацией ввода пароводяной смеси в барабан, обеспечением равномерного распределения пара в паровом пространстве барабана, а также установкой специальных устройств — с е п а р а т о р о в, предназначенных для отделения капель котловой воды от пара. В сепараторах используют различные механические эффекты, как-то гравитацию, инерцию, пленочный эффект и др.

Г р а в и т а ц и о н н а я сепарация осуществляется, естественно, в процессе движения пара в барабане котла вверх, к выходу из него. Для выравнивания скорости подъема пара по барабану в его водяное пространство (рис. 15-4, а) погружают дырчатый лист 1. Для дополнительного выравнивания скорости подъема пара в барабане ставят пароприемный дырчатый лист 2, что также улучшает гравитационную сепарацию.

Инерционная сепарация (рис. 15-4, б и в) осуществляется созданием резких поворотов потока пароводяной смеси, поступающей в барабан котла из экранных или кипятильных труб, путем установки отбойных щитков 3. В результате вода из пароводяной смеси как более плотная (инерт-

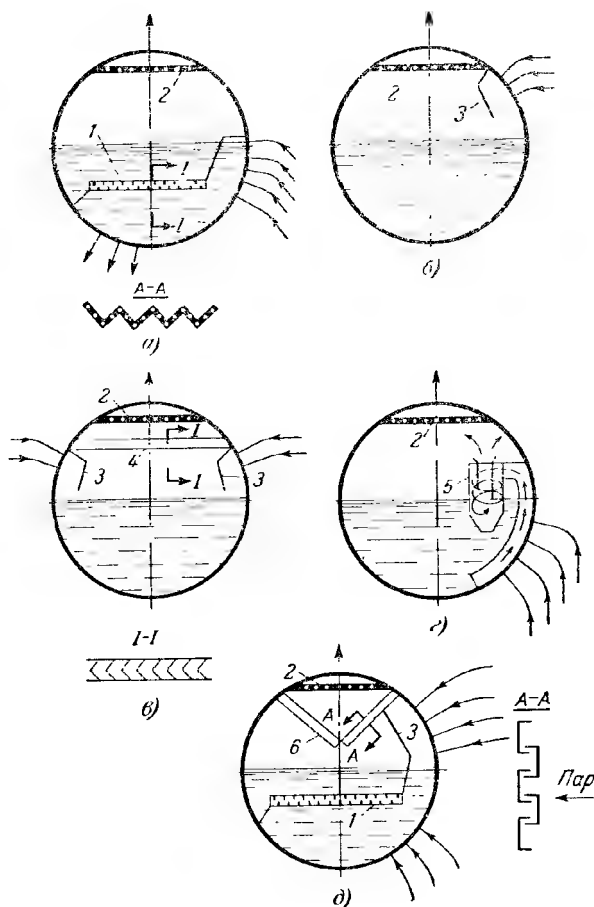


Рис. 15-4. Схемы сепарационных устройств.

а — погружной дырчатый лист; б — отбойные и распределительные щитки; в — жалюзийный сепаратор; г — внутрибарабанный циклон; д — швеллеровый сепаратор.

ная) выпадает из потока, а пар как менее плотный (инертный) поднимается к выходу из барабана. Сепарация может быть улучшена установкой на пути пара жалюзийной решетки 4, в которой пар претерпевает дополнительные изменения направления движения, в результате чего (также под воздействием силы инерции) происходит дополнительное отделение капель воды от пара.

На инерционном принципе построена и циклонная сепарация (рис. 15-4, г), осуществляемая подачей пароводяной смеси в центробежные циклоны 5, в которых вода отбрасывается к стенкам и затем стекает в водяное пространство барабана, а пар выходит через центральную трубу циклона. Циклонная сепарация очень эффективна. Циклоны можно устанавливать в барабане либо выносить наружу.

Пленочная сепарация основана на том, что при ударе влажного

пара о развитую твердую увлажненную поверхность мельчайшие частицы влаги, содержащейся в паре, прилипают к этой поверхности, образуя на ней сплошную водяную пленку. Влага в этой пленке держится достаточно крепко и не отрывается струей пара, но вместе с тем при вертикальном или наклонном расположении стенки беспрепятственно и непрерывно стекает. Эффект пленочной сепарации используется в швеллерковых сепараторах (рис. 15-4, *д*), в которых развитая твердая поверхность для образования пленки создается системой наклонно расположенных и входящих один в другой швеллерков *б*.

Применение сепарационных устройств позволяет снизить содержание влаги в паре до 0,1—0,15%.

При высоком давлении водяной пар приобретает свойство непосредственно растворять некоторые твердые примеси, содержащиеся в котловой воде, причем это свойство его резко усиливается с повышением давления. В частности, при давлении 70 ат пар начинает растворять заметное количество кремниевой кислоты и хлористого натрия. При снижении давления эти примеси выделяются, образуя твердые отложения на металлических поверхностях. В частности, кремниевая кислота начинает отлагаться в виде SiO_2 на лопатках паровых турбин в области давлений ниже 20 ат, нарушая нормальную работу турбины.

Таким образом, при высоком давлении загрязненность пара, производимого котлом, начинает определяться не только величиной механического уноса капель котловой воды, но и растворимостью в паре содержащихся в воде нелетучих соединений. В результате в котлах высокого давления механическая сепарация не может обеспечить надлежащее качество пара.

Поскольку при данной влажности солесодержание пара изменяется пропорционально солесодержанию котловой воды, содержание солей в паре можно снизить уменьшением содержания солей в котловой воде. Это, однако, нецелесообразно, так как требует усиленной продувки котла. В связи с этим для котлов высокого давления применяют схему уменьшения солесодержания пара *п р о м ы в к о й* его питательной водой. Пар после предварительной сепарации из него капель котловой воды направляют в промывочное устройство, в котором он проходит (барботирует) через слой питательной воды. Солесодержание питательной воды обычно в несколько десятков раз меньше солесодержания котловой воды, поэтому в результате такой промывки солесодержание пара резко снижается, поскольку соли его растворятся в промывочном воде.

Промывка пара питательной водой приводит также к тому, что содержание в промытом паре растворенных твердых веществ и, в частности, кремниевой кислоты уменьшается в десятки раз. При этом эффект промывки оказывается тем большим, чем больше количество промывающей питательной воды. На промывку поступает вода, прошедшая водяной экономайзер; количество воды, подаваемой на промывку, составляет обычно 25—100% общего количества питательной воды.

Нормы качества пара согласно ПТЭ приведены в табл. 23-4.

15-3. ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ

Пароперегреватель, обычно отсутствующий в промышленных котельных агрегатах либо служащий только для небольшого перегрева пара, в энергетических котельных агрегатах становится особенно важной поверхностью нагрева. Это обусловлено тем, что с повышением давления и температуры пара относительная доля тепла, расходуемого на перегрев, заметно возрастает, поскольку с ростом температуры перегретого пара его энтальпия увеличивается, а с повышением давления насыщенного пара она уменьшается.

Различают пароперегреватели конвективные и комбинированные.

Конвективный пароперегреватель размещают в газоходе котельного агрегата, обычно сразу же за топкой, отделяя его от топки двумя-тремя рядами кипящих труб в вертикально-водотрубных котлах или небольшим фестом, образованным трубами заднего экрана, в котельных агрегатах экранного типа. Комбинированный пароперегреватель состоит из конвективной части, размещаемой там же, где и конвективный пароперегреватель, а также радиационной и полурадационной частей, размещаемых в топке.

Конвективный пароперегреватель устанавливают в котельных агрегатах низкого, среднего и высокого давления, когда температура перегретого пара не превышает $440-510^{\circ}\text{C}$. В котельных агрегатах высокого и критического давления, когда возникает необходимость очень высокого перегрева пара, устанавливают пароперегреватели комбинированного типа.

В мощных котельных агрегатах высокого и критического давления различают также первичный и промежуточный пароперегреватели. В первичном пароперегревателе осуществляют первичный перегрев произведенного котлом пара перед подачей его в турбину. В промежуточном пароперегревателе повторно перегревают пар, после того как он проходит часть высокого давления турбины, до температуры, близкой к начальной.

Изготавливают пароперегреватели из стальных труб наружным диаметром от 28 до 42 мм, изгибаемых в змеевики большей частью с вертикальным расположением их. Скорость пара в трубах пароперегревателя выбирают, исходя из условия обеспечения надежности температурного режима труб, руководствуясь значениями массовой скорости для первичных пароперегревателей $500-1200\text{ кг/м}^2\cdot\text{ч}$. При выборе скорости движения пара учитывают, что гидравлическое сопротивление пароперегревателя не должно превышать 10% рабочего давления пара. Большинство пароперегревателей имеет специальное устройство для регулирования температуры пара.

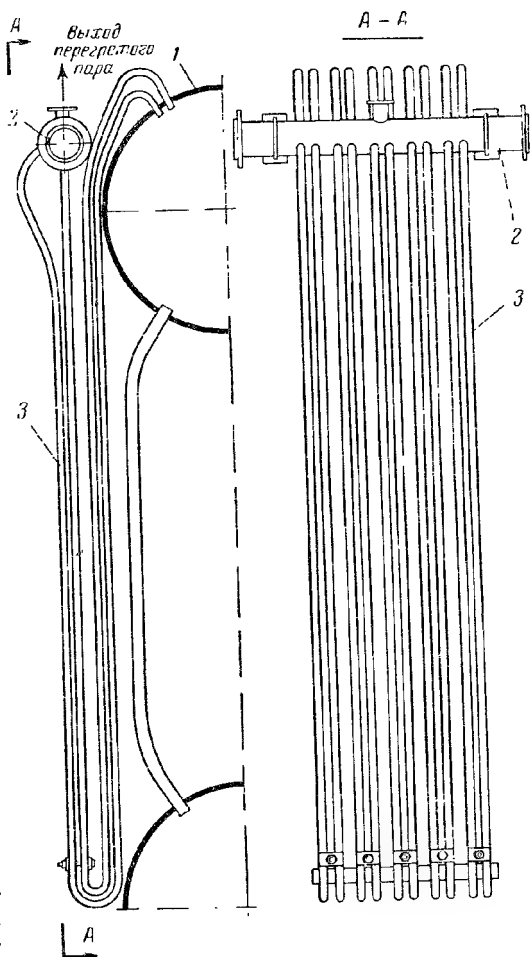


Рис. 15-5. Пароперегреватель котельного агрегата типа ДКВР.

Конвективный пароперегреватель котла ДКВР (рис. 15-5) изготавливается из стальных цельнотянутых труб $\varnothing 32 \times 3$ мм. Входные концы труб пароперегревателя развальцованы в верхнем барабане 1 котла, выходные приварены к камере перегретого пара 2, которая у котлов давлением 14 и 24 ат выполнена из трубы диаметром 133×5 мм, а у котлов давлением 40 ат — из трубы диаметром 133×16 мм. Для возможности выноса пароперегревателя при ремонте через левую боковую стену котла змеевики имеют чередующийся шаг: 90 и 60 мм, а крайние трубы кипятильного пучка в области пароперегревателя расположены с шагом 150 мм.

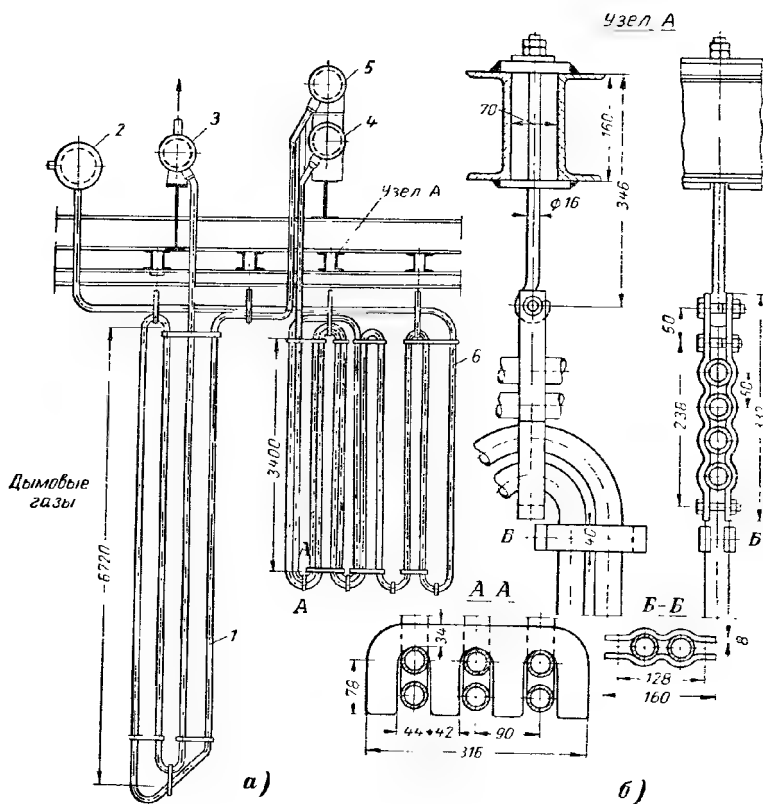


Рис. 15-6. Конвективный пароперегреватель котельного агрегата экранного типа.

а — общий вид; б — детали крепления.

Пароперегреватели унифицированы по профилю для котлов на давление 14 и 24 ат и для котлов на давление 40 ат; кроме того, они унифицированы для всех котлов по диаметру труб и камер. В котлах различной паропроизводительности пароперегреватели различаются числом параллельно включенных змеевиков. Число петель в змеевике изменяется от одной при перегреве пара до 250°C до пяти при перегреве пара до 440°C . Пароперегреватели котлов на давление 14 и 24 ат выполняют одноходовыми, на давление 40 ат — двухходовыми.

Конвективный пароперегреватель котельных агрегатов экранного типа обычно выполняют из двух последовательно расположенных групп змеевиков. На рис. 15-6 показан пароперегреватель экранного котельного агрегата с естественной циркуляцией.

Насыщенный пар из барабана котла поступает в камеру 2, из которой он проходит в систему змеевиков 6 второй по ходу газов ступени пароперегревателя. В этой ступени пар движется навстречу потоку дымовых газов, т. е. здесь осуществляется противоточное движение теплоносителей, которое характеризуется большим значением величины усредненного перепада температур, что повышает эффективность использования поверхности нагрева для передачи заданного количества тепла.

Пройдя вторую ступень пароперегревателя, частично перегретый пар поступает в ее выходную камеру 4, служащую промежуточной камерой. Отсюда пар через систему перепускных труб передается во вторую промежуточную камеру 5, которая вместе с тем является входной камерой в первую по ходу газов ступень пароперегревателя 1. Трубки этой ступени собирают так,

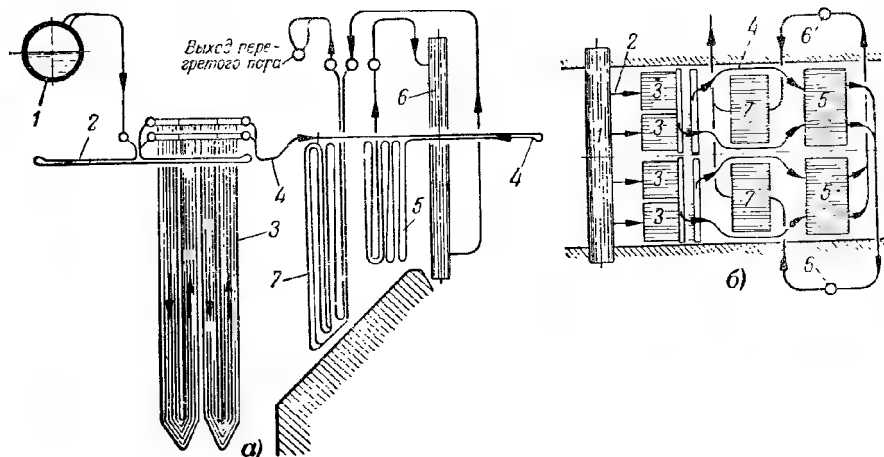


Рис. 15-7. Конвективно-радиационный пароперегреватель котла экранного типа.

чтобы обеспечить движение пара по смешанной прямоточно-противоточной схеме, облегчающей условия работы первых по ходу газов рядов пароперегревательных трубок, так как в них поступает пар относительно низкой температуры. Пройдя первую ступень пароперегревателя, окончательно перегретый пар направляется в камеру перегретого пара 3, а из нее — в главный паропровод.

Коэффициент теплопередачи в пароперегревателе зависит от рода сжигаемого топлива, главным образом от его влажности и содержания водорода (см. § 18-3). Поэтому для получения одинаковой температуры перегретого пара в котельных агрегатах, предназначенных для работы на различных видах топлива, приходится в каждом случае устанавливать пароперегреватели с поверхностями нагрева различной величины. Для упрощения этой задачи при изготовлении котельного агрегата на заводе поверхность нагрева первой по ходу газовой группы змеевиков пароперегревателя выполняют одинаковой для всех выпускаемых котлов данного типа, а поверхность нагрева змеевиков второй группы изменяют в зависимости от характеристики сжигаемого топлива. При этом положение камер и подвесок и конструкции потолка остаются неизменными.

Комбинированный пароперегреватель котельного агрегата высокого давления, состоящий из конвективной, радиационной и полурadiационной частей, схематически показан на рис. 15-7. Пар из барабана 1 поступает в радиационную часть 2, размещенную на потолке топочной камеры, затем в полурadiационную часть 3, выполненную в виде ширмового пароперегревателя, размещенного на выходе из топки, и далее по потолочным трубам 4 — в первую ступень конвективного пароперегревателя 5. Пройдя эту ступень

пень, пар через парохладитель 6 и вторую ступень конвективного пароперегревателя 7 выходит в сборный коллектор (камеру) перегретого пара.

Радиационная часть пароперегревателя характерна тем, что она, так же как и топочные экраны, воспринимает тепло путем излучения от факела. Ее размещают не только на потолке топочной камеры, но и на стенах ее, часто между трубами экрана. Полурадационные ширмовые пароперегреватели выполняют в виде отдельных плоских ширм из параллельно включенных труб. Эти ширмы размещают параллельно на расстоянии 500—2 000 мм на выходе из топки перед фестом. Тепло ширмовый пароперегреватель воспринимает как конвекцией от дымовых газов, омывающих его трубы, так и излучением слоя этих газов, проходящих между отдельными ширмами.

Гидродинамика пароперегревателя характеризуется неравномерностью распределения и перегрева пара по параллельно включенным трубам. Концентрированный ввод пара во входной коллектор приводит к тому, что пар распределяется по отдельным многочисленным параллельно включенным трубам пароперегревателя неравномерно. В результате в тех трубах, в которые поступает мало пара, температура его на выходе из трубы получается более высокой, чем пара на выходе из тех труб, в которые поступает много пара. Это явление дополнительно осложняется еще тем, что по ширине газохода трубы пароперегревателя обогреваются дымовыми газами неравномерно; в средней части газохода трубы получают больше тепла, чем по его краям.

Отношение максимального приращения энтальпии пара в отдельной трубе пароперегревателя $\Delta i_{\text{тр}}$ к среднему для всего пароперегревателя $\Delta i_{\text{ин}}$, равно:

$$\rho = \frac{\Delta i_{\text{тр}}}{\Delta i_{\text{ин}}} \quad (15-10)$$

называют тепловой разверкой труб пароперегревателя.

Для современных котельных агрегатов с давлением 40 ат и выше тепловая разверка труб пароперегревателя чревата опасными последствиями: стенки тех труб, через которые проходит мало пара, могут нагреться до температуры, превышающей допустимую для данной марки стали, что может привести к повреждению трубы.

Тепловую разверку труб пароперегревателя можно уменьшить различными способами: рассредоточенным вводом пара во входные коллекторы; разделением пароперегревателя на две-три последовательно включенные ступени со смещением пара между этими ступенями; разделением пароперегревателя на две-три параллельные части по ширине котельного агрегата с передачей пара из одной части в другую.

Регулирование температуры перегретого пара в энергетических котельных агрегатах существенно необходимо для обеспечения надежной и бесперебойной работы не только котельных агрегатов, но и паровых турбин. При изменении режима работы котельного агрегата температура перегретого пара, выходящего из пароперегревателя, может изменяться в широких пределах. Между тем в пароперегревателях, предназначенных для получения перегретого пара высокой температуры (440—570° С), металл работает при температуре, близкой к предельной для стали выбранной марки. В результате даже незначительное повышение температуры перегретого пара по сравнению с расчетным может привести к недопустимому по условиям прочности повышению температуры металла труб пароперегревателя и как следствие к выходу его из строя. По этой причине, а также для обеспечения нормальных условий работы турбины, которая тоже очень чувствительна к повышению температуры перегретого пара, в котельных агрегатах высокого давления особое значение приобретают вопросы регулирования температуры пара. Температура пара в рассматриваемых котлах регулируется в основном тремя методами: охлаждением перегретого пара в поверхностном тепло-

обменнике пароохладителя или впрыском воды; изменением тепловосприимчивости пароперегревателя рециркуляцией топочных газов из газохода конвективной шахты в нижнюю часть топочной камеры; изменением положения ядра факела по высоте топки при установке горелок в три—пять ярусов.

Наиболее распространено регулирование температуры перегретого пара поверхностными пароохладителями, представляющими собой трубчатый теплообменник, который обычно размещают во входном 2 (на рис. 15-6) или промежуточном коллекторе пароперегревателя. Охлаждение пара достигается путем отвода от него тепла питательной водой, часть которой пропускают по трубкам теплообменника. Из теплообменника питательная вода возвращается в питательную линию (А5 на рис. 0-1), так что тепло, отнятое от пара в пароохладителе, не теряется, а возвращается в котел. Изменяя количество воды, подаваемое в пароохладитель, можно изменить количество отнятого от пара тепла и тем самым отрегулировать температуру пара. Обычно через пароохладитель пропускают 30—60% общего расхода питательной воды.

15-4. ВОДЯНЫЕ ЭКОНОМАЙЗЕРЫ

Водяной экономайзер в современном котельном агрегате воспринимает 12—18% общего количества полученного им тепла.

Водяные экономайзеры выполняют двух типов: чугунные из ребристых труб и стальные гладкотрубные. Чугунные ребристые водяные экономайзеры устанавливают в котлах небольшой паропроизводительности давлением до 24 ат. Стальные гладкотрубные экономайзеры можно устанавливать в котельных агрегатах любой производительности и давления, но преимущественно они получили распространение для котельных агрегатов средней и большой паропроизводительности при давлении 40 ат и выше.

Чугунный ребристый водяной экономайзер (рис. 15-8) представляет собой систему ребристых труб 1, которые собраны в колонну, состоящую из нескольких горизонтальных рядов. Число труб в горизонтальном ряду определяется из условия получения требуемой скорости движения продуктов сгорания (6—9 м/сек при номинальной нагрузке), а число горизонтальных рядов — из условия получения требуемой поверхности нагрева экономайзера.

На концах экономайзерных труб имеются квадратные приливы — фланцы 2 несколько большего размера, чем ребра на трубе. Эти фланцы после сборки экономайзера образуют две сплошные металлических стенки. Газоход экономайзера отделяется от окружающей среды с двух сторон этими стенками, а с двух других сторон — кирпичной обмуровкой или обшивкой 6. Экономайзерные трубы соединяются чугунными деталями — калачами 3 и 4, присоединяемыми к трубам на фланцах.

Вода из питательной линии подается в одну из крайних нижних труб экономайзера, а затем последовательно проходит через эти калачи по всем трубам, после чего поступает в котел. Применением описанной схемы движения воды достигается скорость ее, обеспечивающая смывание со стенок труб пузырьков воздуха, которые выделяются из воды при нагреве ее и могут послужить причиной разедания металла труб. Движение воды сверху вниз не допускается во избежание возникновения гидравлических ударов.

Температура воды при входе в экономайзер должна превышать температуру точки росы дымовых газов не менее чем на 10° С, чтобы исключить возможность конденсации водяных паров, входящих в состав дымовых газов, и осаждения влаги на трубах экономайзера. Конечная температура воды, подогретой в чугунном водяном экономайзере, при установке его в котлах с непрерывным питанием, а также в котлах с малым объемом воды в барабане при установке автоматических регуляторов питания, должна быть ниже температуры насыщения при данном давлении не менее чем на 20° С, чтобы исключить парообразование в экономайзере и гидравлические удары.

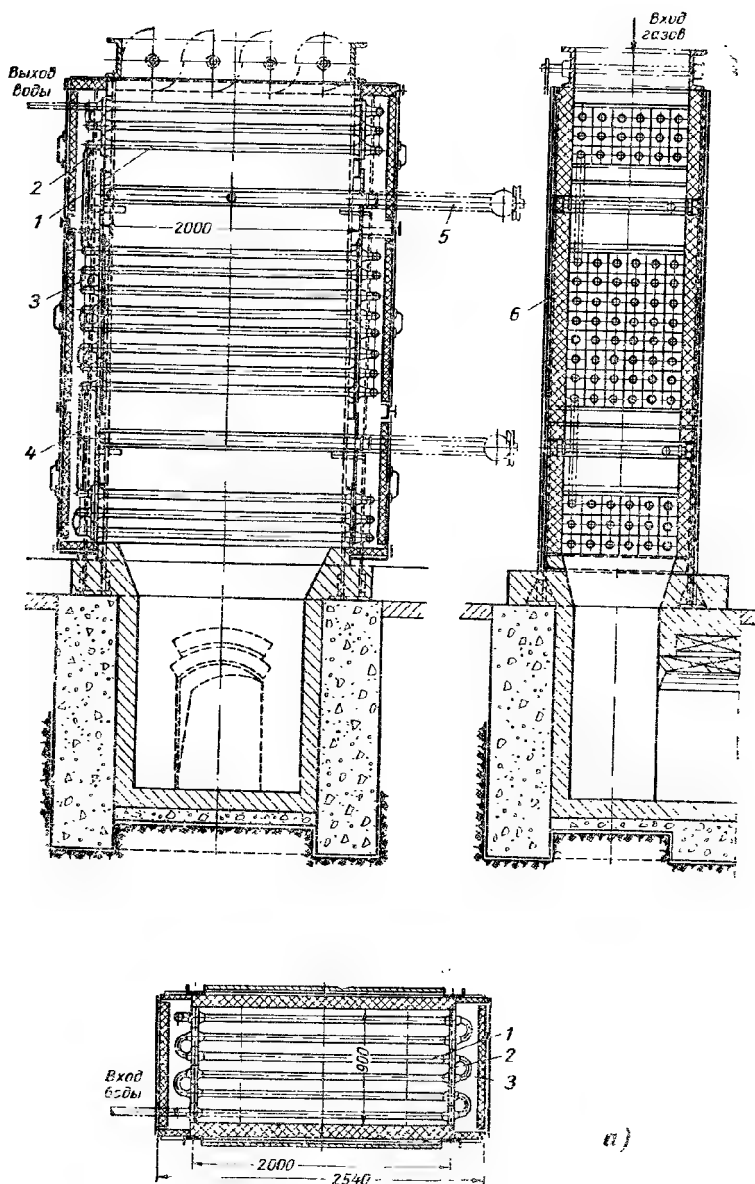
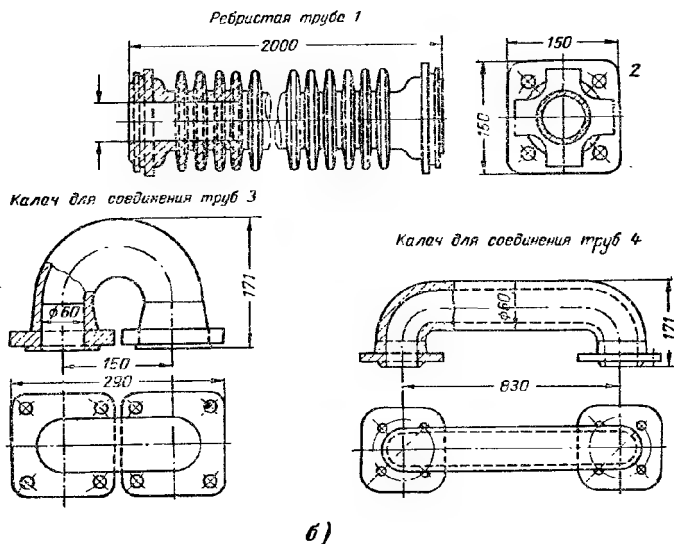


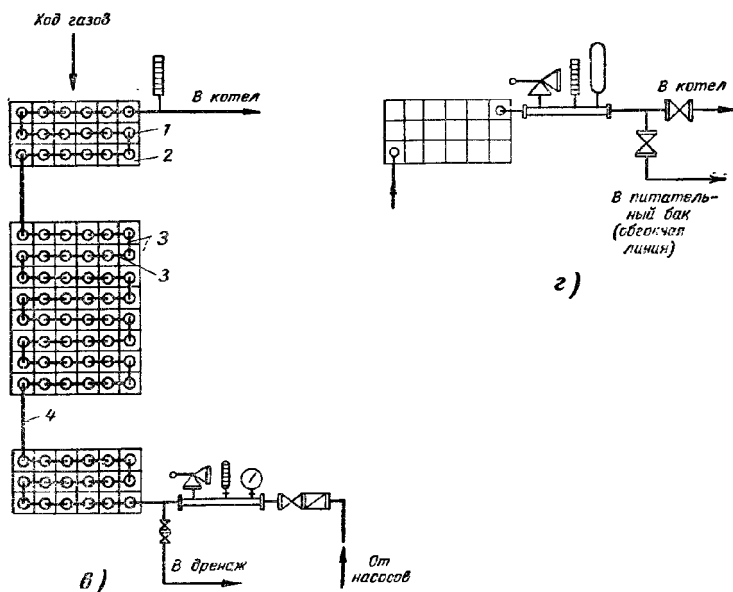
Рис. 15-8. Чугунный ребристый
а — общий вид (трубы условно показаны без ребер);

Во всех остальных случаях конечная температура воды должна быть ниже температуры насыщения при данном давлении не менее чем на 40°C .

Дымовые газы в водяном экономайзере целесообразно направлять сверху вниз, так как при этом создается противоток и улучшаются условия теплообмена, в результате чего снижается температура дымовых газов за водяным экономайзером. При установке водяного экономайзера за котлом типа ДКВР температура дымовых газов перед экономайзером составляет



б)



г)

одноходовой водяной экономайзер
б — детали экономайзера; в и г — схемы включения.

280—300° С. Для очистки наружной поверхности труб экономайзера от золы и сажи их обдувают перегретым паром или сжатым воздухом при помощи специальных обдувочных устройств 5.

В СССР изготовляют чугунные ребристые экономайзеры ВТИ. Длина отдельной трубы составляет 2 000 мм для экономайзеров, устанавливаемых к котлам паропроизводительностью до 10 т/ч, и 3 000 мм для экономайзеров, устанавливаемых к котлам большей паропроизводительности; диа-

метр трубы в свету 50 мм, а поверхность нагрева ее соответственно 2,95 и 4,49 м². Эти экономайзеры можно устанавливать к котлам с рабочим давлением до 24 ат. Расчетное давление экономайзеров 30 ат.

Допускается размещать в горизонтальном ряду от 4 до 18 труб. Число горизонтальных рядов труб по условиям обеспечения эффективной обдувки принимают не больше восьми. При большем числе горизонтальных рядов труб экономайзер разделяют на соответствующее число последовательно расположенных по высоте отдельных групп, между которыми оставляют разрывы для размещения обдувочных труб.

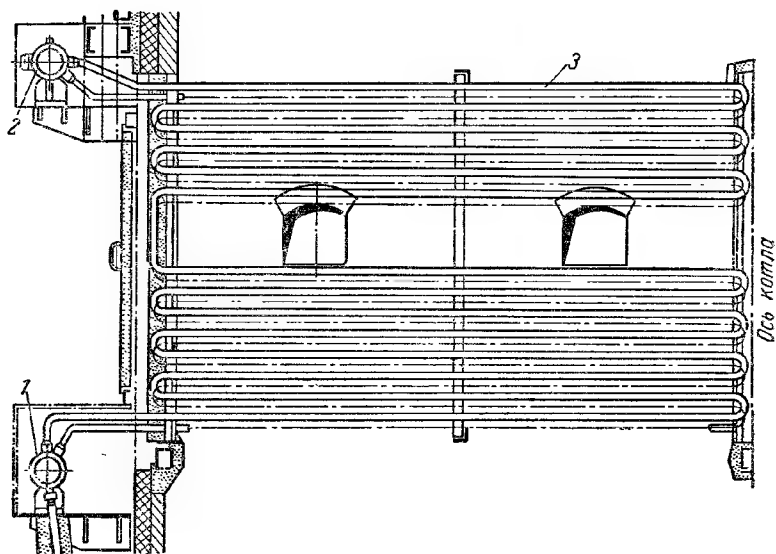


Рис. 15-9. Стальной гладкотрубный водяной экономайзер котельного агрегата экранного типа.

Заводы поставляют чугунные экономайзеры отдельными деталями со сборкой на месте монтажа либо в виде блоков из труб длиной 2 000 мм в облегченной обмуровке с металлической обшивкой. Блоки выпускают двух типов — одноколонковые и двухколонковые. Первые устанавливают к котлам ДКВР паропроизводительностью от 2,5 до 10 т/ч включительно, вторые — к котлам ДКВР паропроизводительностью от 4 до 20 т/ч включительно.

Обычно водяной экономайзер присоединяют к котлу непосредственно трубопроводом без запорной арматуры (но с обратным клапаном). Однако такое присоединение (рис. 15-8, в) имеет тот недостаток, что при растопке котла теряется довольно много питательной воды. Поскольку при растопке котел не дает пара, воду, которую пропускают через водяной экономайзер для его охлаждения и которая затем проходит в котел, приходится удалять, спуская ее через продувочную линию. Поэтому во многих случаях предусматривают особую «обгонную» линию, через которую воду, нагревшуюся в экономайзере при растопке котла, возвращают в питательный бак (рис. 15-8, г).

Гладкотрубный стальной водяной экономайзер (рис. 15-9) выполняют из стальных труб 3 наружным диаметром 28—38 мм, изогнутых в виде горизонтальных змеевиков и завальцованных или приваренных к сборным коллекторам. Питательная вода поступает в нижний коллектор экономай-

зера 1. Нагретая вода выходит из верхнего коллектора 2 и направляется в барабан котла по нескольким необогреваемым трубам, расположенным вне газохода, или большому числу труб, проходящих под потолком газохода. Водяные экономайзеры с большой поверхностью нагрева выполняют из отдельных пакетов высотой до 1,5 м.

Движение дымовых газов (сверху вниз) и воды (снизу вверх) в экономайзере происходит противоточно. Расположение труб в экономайзере обычно шахматное, но оно может быть и коридорным.

В котельных агрегатах экранного типа температура дымовых газов перед экономайзером составляет приблизительно 600°C . Температура воды, поступающей в экономайзер котельных агрегатов среднего давления, равна 145°C , а котельных агрегатов высокого давления $215\text{—}230^{\circ}\text{C}$. Температура воды, выходящей из экономайзера, близка к температуре кипения либо равна ей, причем в последнем случае часть воды, прошедшей экономайзер, может превратиться в пар. Таким образом, вода в экономайзере экранного котельного агрегата нагревается приблизительно на $90\text{—}105^{\circ}\text{C}$. Экономайзеры, в которых в условиях нормальной работы котла температура нагреваемой воды на выходе из экономайзера не достигает температуры кипения, называют некипящими, а экономайзеры, в которых в тех же условиях вода нагревается до температуры кипения, причем часть воды испаряется, называют кипящими. Обычно в кипящем водяном экономайзере испаряется до $10\text{—}15\%$ проходящей через него воды. Минимальную скорость дымовых газов в экономайзере при сжигании твердого топлива принимают не ниже 6 м/сек по условиям предотвращения заноса летучей золой. Верхний предел скорости по условиям золового износа ограничивают $9\text{—}10\text{ м/сек}$. Скорость воды в стальных некипящих экономайзерах или некипящей части кипящих экономайзеров принимают не меньше $0,3\text{ м/сек}$ при номинальной нагрузке котла. В кипящей части экономайзера во избежание перегрева металла труб при расслоении пароводяной смеси минимальную скорость воды принимают не менее 1 м/сек . При этом температура воды при входе в кипящую часть экономайзера должна быть не менее чем на 40°C ниже температуры кипения воды при данном давлении.

15-5. ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Воздухоподогреватель воспринимает приблизительно $7\text{—}15\%$ тепла, полезно отданного в котельном агрегате.

Воздухоподогреватели делятся на рекуперативные и регенеративные. В рекуперативном воздухоподогревателе тепло дымовых газов передается воздуху в постоянном процессе через стенку, разделяющую потоки воздуха и дымовых газов. В регенеративном воздухоподогревателе тепло передается металлической насадкой, которая периодически нагревается теплом горячих дымовых газов, а затем отдает аккумулированное тепло потоку холодного воздуха, который при этом нагревается.

Рекуперативный воздухоподогреватель современного котельного агрегата (рис. 15-10 и 15-11) представляет собой систему параллельно расположенных стальных тонкостенных труб 2, сваренных в плоские трубные доски 1. Трубы применяют сварные, наружным диаметром $25\text{—}51\text{ мм}$, толщиной стенки $1,25\text{—}1,50\text{ мм}$. Их размещают в шахматном порядке; расстояние между наружной стороной соседних труб составляет $9\text{—}15\text{ мм}$. Дымовые газы проходят внутри труб; нагреваемый воздух омывает трубы снаружи в поперечном направлении. Скорость дымовых газов принимают равной $10\text{—}14\text{ м/сек}$ для предотвращения оседания золы на стенках труб; при такой скорости происходит самообдувка воздухоподогревателя. Скорость воздуха принимают приблизительно в 2 раза меньшей скорости дымовых газов.

Воздухоподогреватели с небольшой поверхностью нагрева, устанавливаемые к котлам типа ДКВР, выполняют одноходовыми и двухходовыми

по газовой стороне; воздухоподогреватели с большой поверхностью нагрева, устанавливаемые в крупных котельных агрегатах, по газовой стороне выполняют только одноходовыми.

В двухходовой воздухоподогреватель, устанавливаемый к котлам типа ДКВР (рис. 15-10), дымовые газы входят сверху, проходят внутри труб 2 диаметром $40 \times 1,5$ мм в поворотную камеру 3 и затем по трубам 4 выходят из воздухоподогревателя вверх. Трубы вварены в трубные доски 1. По воздушной стороне воздухоподогреватель тоже двухходовой. Подогреваемый

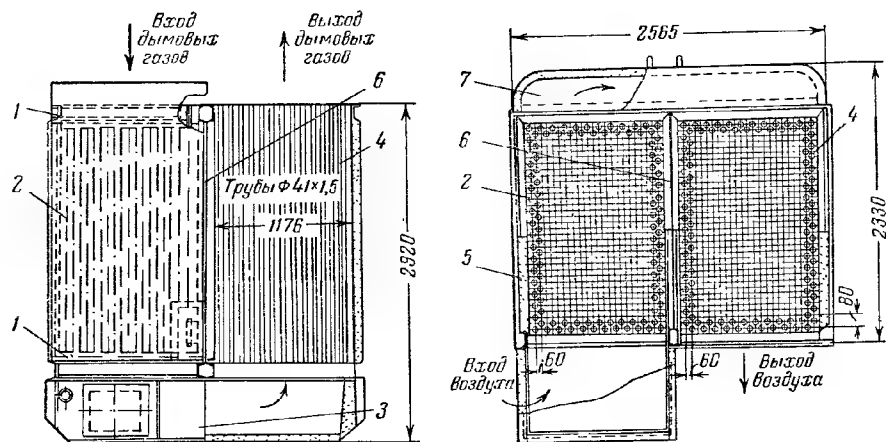


Рис. 15-10. Стальной гладкотрубный воздухоподогреватель для котлов малой производительности.

воздух движется горизонтально, омывая трубы 2—4 снаружи. Движение воздуха направляется обшивными листами 5, перегородкой 6 и перепускным коробом 7. Наружные поверхности воздухоподогревателя покрывают слоем тепловой изоляции толщиной 50 мм. Воздухоподогреватели выполняют четырех типоразмеров с поверхностью нагрева 85, 140, 233 и 300 м^2 для подогрева воздуха до $150\text{—}250^\circ \text{С}$.

В одноходовых воздухоподогревателях (рис. 15-11) ввиду относительно большой длины труб 2 межтрубное пространство для обеспечения достаточной скорости воздуха разделяют промежуточными трубными досками 8 на два или несколько ходов. Воздух проходит последовательно перекрестным током из одного хода в другой по перепускным коробам 7. Трубную систему воздухоподогревателя отделяют от окружающей среды плотной листовой металлической обшивкой, которую, как и перепускные коробки, покрывают тепловой изоляцией.

У котельных агрегатов экранного типа воздухоподогреватель обычно размещают на раме, связанной с каркасом котельного агрегата. Поверхность нагрева воздухоподогревателей для крупных котельных агрегатов получается очень большой. Поэтому для удобства транспорта и монтажа воздухоподогреватель выполняют из отдельных секций (кубов). Размещение воздухоподогревателя в нисходящей шахте котельного агрегата обеспечивает противоточное движение газов (вниз) и воздуха (вверх). Это обеспечивает эффективное использование поверхности нагрева воздухоподогревателя и нагрев воздуха до температуры, значительно более высокой, чем температура дымовых газов при выходе из воздухоподогревателя.

В зависимости от требуемой температуры подогрева воздуха, в значительной мере определяемой влажностью сжигаемого топлива, в котельных агрегатах экранного типа воздухоподогреватель по отношению к водя-

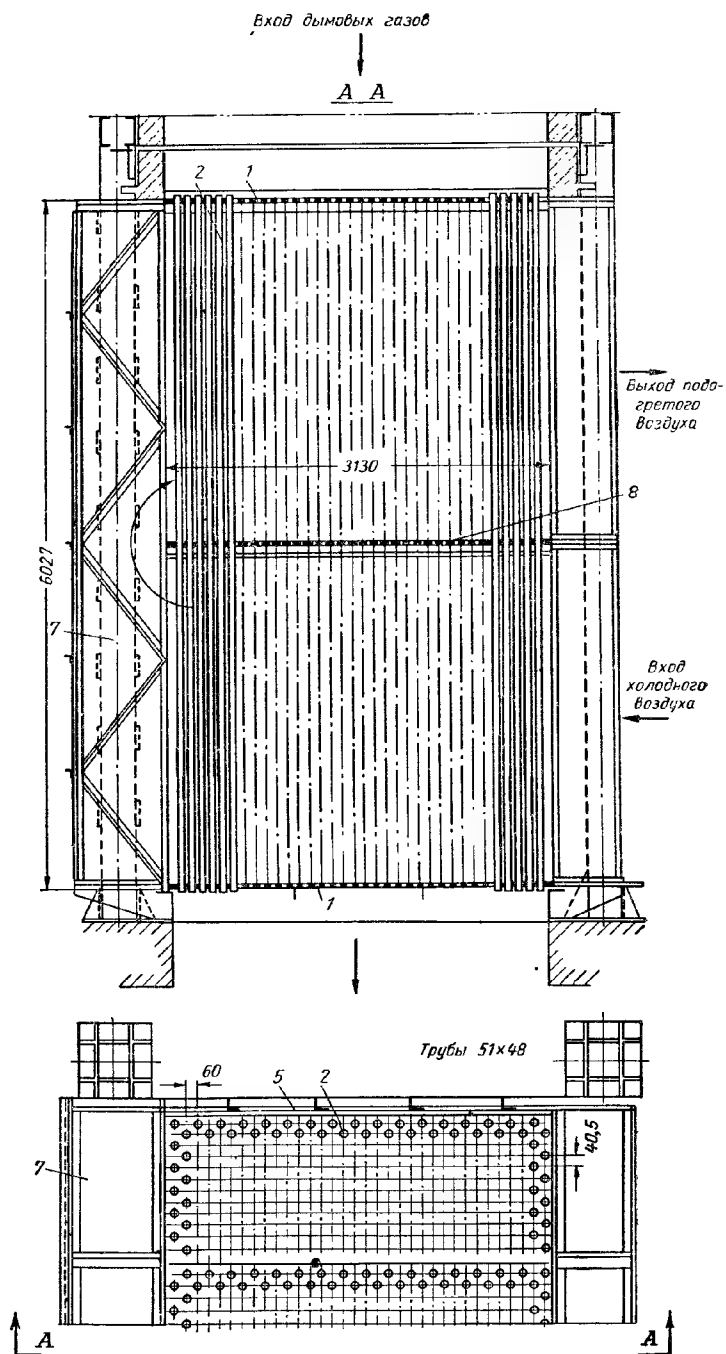


Рис. 15-11. Элемент стального трубчатого воздухоподогревателя для котельного агрегата большой паропроизводительности. Обозначения те же, что и на рис. 15-10.

ному экономайзеру размещают двумя способами. Если не требуется подогревать воздух свыше $200-230^{\circ}\text{C}$, воздухоподогреватель размещают после водяного экономайзера по ходу дымовых газов. При необходимости подогрева воздуха до $360-400^{\circ}\text{C}$ воздухоподогреватель размещают в рассечку с водяным экономайзером (см. рис. 14-7), т. е. в начале по ходу газов устанавливают первую часть экономайзера, затем верхнюю часть воздухоподогревателя, под которой размещается вторая часть экономайзера,

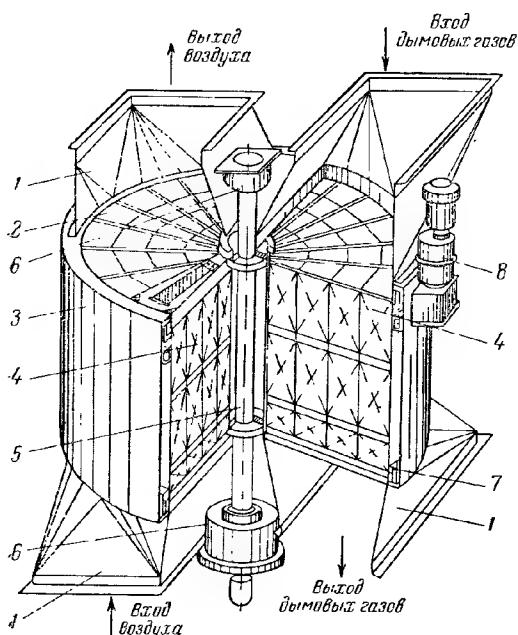


Рис. 15-12. Регенеративный воздухоподогреватель.

а еще ниже — нижняя часть воздухоподогревателя. При этом величину поверхностей нагрева верхней части экономайзера и верхней части воздухоподогревателя обычно выполняют постоянной для всех котлов данного типа, а поверхности нагрева их нижних частей меняют в зависимости от характеристики подлежащего сжиганию топлива. При этом внешние габариты низкотемпературной части котла сохраняют неизменными.

В некоторых случаях при установке чугунного водяного экономайзера воздухоподогреватель размещают перед экономайзером по ходу газов. Такое не совсем обычное размещение (см. рис. 14-5) вызвано стремлением исключить возможность вскипания воды в экономайзере,

так как для чугунных экономайзеров это недопустимо. Кроме того, расположение воздухоподогревателя перед водяным экономайзером дает возможность получить более высокую температуру подогрева воздуха при сохранении относительно небольшой поверхности нагрева воздухоподогревателя.

Основной трудностью, возникающей при эксплуатации стальных трубчатых воздухоподогревателей, является коррозия нижней части их труб (см. гл. 18).

Регенеративный воздухоподогреватель (рис. 15-12) представляет собой вертикальный цилиндрический барабан 2, заключенный в неподвижный цилиндрический корпус 3 и заполненный набивкой 4, выполненной из гофрированных стальных листов толщиной $0,5-1,25\text{ мм}$. Вдоль оси барабана проходит вал 5, фиксированный в подшипниках 6 и приводимый во вращение от электродвигателя 8 небольшой мощности. Дымовые газы и воздух подводятся к корпусу 3 и отводятся от него коробами 1, причем обычно дымовые газы проходят через один полуцилиндр корпуса 3 сверху вниз, а воздух — через другой полуцилиндр снизу вверх. Ротор 2 вращается со скоростью $2-5\text{ об/мин}$, вследствие чего все элементы его набивки попеременно нагреваются проходящими между ними дымовыми газами или охлаждаются потоком воздуха, отдавая ему тепло, полученное от дымовых газов.

Достоинства регенеративного подогревателя заключаются в его компактности и малом весе. Недостатками являются более высокая по сравнению с трубчатым воздухоподогревателем трудоемкость изготовления, а также трудность создания надежных уплотнений 7, препятствующих перетеканию

воздуха в газовую сторону воздухоподогревателя и дымовых газов помимо насадки. По этой причине присос воздуха в регенеративном воздухоподогревателе оказывается большим, чем в трубчатом.

В регенеративном воздухоподогревателе можно нагревать воздух до 200—250° С. Преимущественная область применения регенеративных воздухоподогревателей — котельные агрегаты большой мощности, в частности предназначенные для сжигания газа и мазута. К котлу устанавливают два или более воздухоподогревателя, включенных параллельно.

15-6. КАРКАС И ОБМУРОВКА

Каркасом котельного агрегата называют металлическую конструкцию, которая поддерживает барабан, поверхности нагрева, обмуровку, лестницы и помосты, а также другие элементы котельного агрегата, передавая их вес на его фундамент. Вес каркаса составляет 20—25% веса всего металла котельного агрегата.

Каркас котельного агрегата экранного типа (рис. 15-13) состоит из системы вертикальных колонн 1, установленных на фундамент. Для предотвращения продольного изгиба колонны связаны системой горизонтальных балок 2, ферм 3 и диагональных связей 4, причем горизонтальные связи часто используются также для восприятия веса некоторых элементов агрегата. Основную часть веса котельного агрегата составляет вес барабана котла и подвешенной к нему системы экранных труб. Поэтому ту часть каркаса, которая воспринимает вес барабана и трубной системы экранов, выполняют более мощной и иногда усиливают дополнительными колоннами. Задняя часть каркаса воспринимает вес водяного экономайзера и воздухоподогревателя.

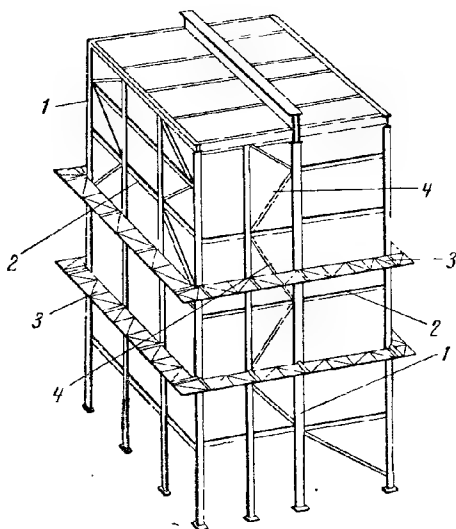


Рис. 15-13. Каркас котельного агрегата экранного типа.

Кроме напряжений, возникающих в результате восприятия веса элементов котельного агрегата, в каркасе могут возникнуть дополнительные напряжения термического характера от нагрева каркаса теплом, проходящим через обмуровку котельного агрегата в окружающую среду. Для предотвращения этих дополнительных напряжений колонны каркаса размещают вне обмуровки с целью охлаждения их наружным воздухом.

Некоторые котлы небольшой паропроизводительности, как, например, котлы типа ДКВР, не имеют несущего каркаса; вес котла передается непосредственно на опорную раму. В этих котлах выполняют обвязочный каркас, основное назначение которого заключается в дополнительном укреплении обмуровки.

Обмуровкой котельного агрегата называют систему ограждений, отделяющих его топочную камеру и газоходы от окружающей среды. Обмуровка имеет назначение надлежащим образом направить движение потока дымовых газов в пределах котельного агрегата, свести к минимуму потери тепла в окружающую среду и предотвратить присос холодного воздуха в газоходы агрегата или выбивание дымовых газов наружу. Поэтому обмуровка должна противостоять тепловому

и химическому воздействию горячих дымовых газов, а также быть негеплопроводной и плотной.

Для газоходов, в которых температура внутренней стороны обмуровки не превышает 600°C , применяют красный кирпич. В газоходах, в которых указанная температура превышает 600°C , внутреннюю часть обмуровки выполняют из огнеупорного кирпича.

Различают обмуровку вертикальных стен, потолочных перекрытий, золовых воронок и пода.

Обмуровку вертикальных стен выполняют: массивной, свободностоящей; облегченной, накаркасной; щитовой и натрубной (рис. 15-14).

Массивную свободностоящую обмуровку (рис. 15-14, а) выполняют в котельных агрегатах паропроизводительностью до $50-75\text{ т/ч}$. Обычно для выполнения обмуровки применяют красный кирпич стандартного размера ($250 \times 120 \times 65\text{ мм}$), а также огнеупорный кирпич большого ($250 \times 123 \times 65\text{ мм}$) и малого ($230 \times 113 \times 65\text{ мм}$) размеров. Обмуровку выполняют толщиной не менее чем в два кирпича, обычно свободно стоящей на специальной ригельной раме. При температуре внутренней поверхности обмуровки, превышающей 600°C , внутреннюю часть кладки — футеровку выполняют из огнеупорного кирпича, обычно толщиной в один кирпич. Наружную часть кладки выполняют из красного кирпича, и при отсутствии наружной металлической обшивки ее называют облицовкой. Каждый вид кирпича обмуровки располагают в самостоятельном ряду, но для предохранения обмуровки от расслоения и выпучивания футеровки внутрь газохода огнеупорную кладку через каждые 5—8 рядов перевязывают с кладкой из красного кирпича путем выпуска всего ряда огнеупорной кладки на полкирпича в кладку из красного кирпича.

При большой высоте обмуровки (4—5 м и более) кладку по высоте разделяют на отдельные ярусы сплошными на всю толщину обмуровки поясами 1 из 5—10 рядов огнеупорного кирпича (рис. 15-14, б), которые воспринимают вес футеровки между поясами, разгружая ее по высоте. Размещая названные пояса

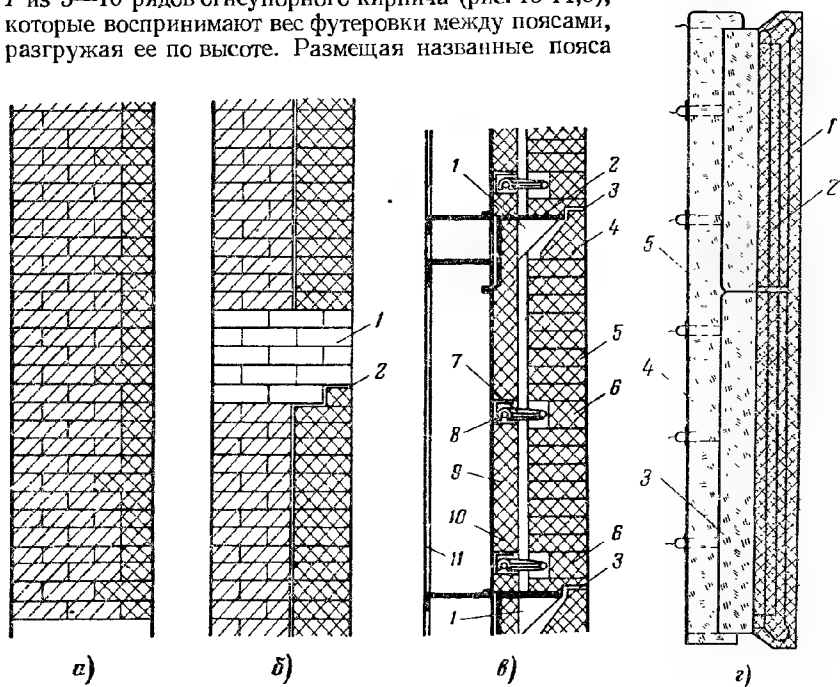


Рис. 15-14. Виды обмуровки вертикальных стен
а и б — массивная, свободностоящая; в — облегченная, накаркасная;

на расстоянии около 1,5 м друг от друга, можно не перевязывать кладку огнеупорного и красного кирпича.

Для ослабления напряжений, возникающих при тепловом расширении кладки, в горизонтальном направлении осуществляют так называемые температурные швы 2 в виде зазоров 3—4 мм через каждые 12—20 кирпичей по ширине стенки во всех рядах кладки. Так как температурные швы обмуровки подвержены разьедаанию, их обычно располагают в углах топки, в местах сопряжения стен. Топочный каркас при массивной обмуровке является обвязочным, а наружной металлической обшивки обмуровки обычно не выполняют. Это приводит к некоторой экономии металла.

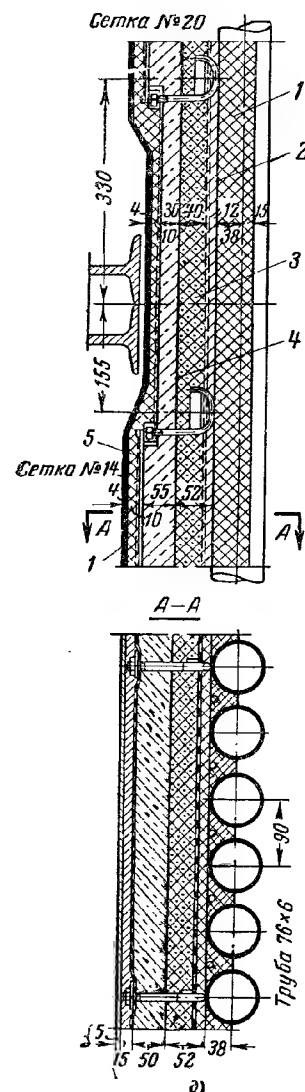
Облегченную, а не каркасную обмуровку вертикальных стен выполняют в котельных агрегатах паропроизводительностью 50—75 т/ч и выше, так как вследствие большой высоты, достигающей до 15 м и больше,

массивная, свободностоящая обмуровка становится слишком тяжелой и неустойчивой. Облегченная обмуровка (рис. 15-14, в) состоит из слоя нормального шамотного кирпича 5, укладываемого в полкирпича или в один кирпич, а также кирпича различных фасонов 2, 4 и 6, образующих футеровку, слоя 9 легковесного теплоизолирующего кирпича или теплоизолирующих плит и наружной металлической обшивки 10. Общая толщина обмуровки составляет 250—410 мм, более тонкая — на стенах, покрытых экранами. Для придания обмуровке необходимой устойчивости ее связывают с каркасом котла 11 разгрузочными и притягивающими поясами.

Разгрузочные пояса разделяют обмуровку на горизонтальные ярусы высотой 3—6 м и служат для передачи на каркас веса обмуровки каждого яруса. Их выполняют из фасонного шамотного кирпича 2, уложенного на скрепленные с каркасом стальные или чугунные кронштейны 1; тем самым каркасу передается весь вес обмуровки, выложенной на фасонном кирпиче разгрузочного пояса, а обмуровка нижележащего яруса оказывается разгруженной от веса обмуровки вышележащего яруса. Под разгрузочным поясом выполняют горизонтальный температурный шов 3, что создает возможность свободного расширения обмуровки в пределах каждого яруса.

Притягивающие пояса выполняют через каждые 600—1 000 мм по высоте, с тем чтобы удерживать обмуровку каждого яруса от выпучивания внутрь топки или газохода. Притягивающие пояса выполняют из фасонного шамотного кирпича 6, имеющего гнезда. В эти гнезда закладывают головки крюков 7, другие концы которых охватывают горизонтальные трубы 8, связанные с каркасом; так как эти крюки имеют возможность вращаться вокруг трубы, они не препятствуют перемещениям обмуровки вверх и вниз.

Щитовая обмуровка (рис. 15-14, з)



железного агрегата,
з — щитовая; д — натрубная.

является вариантом облегченной накаркасной обмуровки. Ее выполняют в виде отдельных прямоугольных щитов из различных видов бетона с размерами стороны порядка 1,5 м, которые укрепляют на каркасе котла. Щит выполняется многослойным: первый слой 1, обращенный в газоход, выполняется из огнеупорного бетона, армированного стальной сеткой 2; затем идут два или три слоя термоизолирующих плит 3 и 4, покрытых снаружи газоплотной обмазкой 5.

Натрубная обмуровка крепится непосредственно к экранным или иным (рис. 15-14, д) трубам и обычно состоит из слоя 1 хромитовой или — реже — шамотной массы толщиной ~ 40 мм, наносимой непосредственно на трубы, слоя 2 легковесного теплоизоляционного бетона толщиной ~ 50 мм, армированного металлической сеткой, слоя 3 теплоизоляционных плит той же толщины, покрытых второй металлической сеткой, на которую наносится слой 4 уплотняющей штукатурки толщиной 15 — 20 мм, покрытой сверху газонепроницаемой обмазкой 5. Обмуровка закрепляется на трубах благодаря схватыванию первого слоя с поверхностью труб, а также с помощью привариваемых к трубам штырей, которые притягивают к экрану сетки. Обмуровка не имеет температурных швов, и потому к материалу ее предъявляется требование не разрушаться при слабых деформациях. Небольшая толщина, а также легкость материалов, из которых изготовляют эту обмуровку, приводят к тому, что натрубная обмуровка получается в 2—3 раза легче, чем накаркасная, и приблизительно в 1,5—2 раза дешевле. Хромитовая масса дороже шамотной, но она лучше схватывается. Поэтому ее употребляют при трубах с относительно малым шагом труб 1,2 и выше, а при трубах с меньшим шагом ее часто заменяют шамотной массой.

Современные топочные камеры и газоходы из-за большой ширины (до 10 м и более) невозможно перекрыть арочным сводом. Поэтому их перекрывают плоским подвесным сводом, который выполняют из фасонного шамотного кирпича различной формы, подвешиваемого к горизонтальной конструкции, составляющей часть котельного каркаса. Различают индивидуальную подвеску, когда каждый кирпич подвешивают к каркасу, и групповую, когда кирпичи подвешивают рядами с использованием промежуточных чугунных балок. Индивидуальная подвеска более рациональна, чем групповая, так как при разрушении кирпича или подвески выпадает только один кирпич, а не весь ряд. Для топочных перекрытий применяют также шамотобетон.

Обмуровка потолочного перекрытия работает в более тяжелых условиях, чем обмуровка вертикальных стен. Поэтому потолочные перекрытия в области высокой температуры защищают со стороны топки или газохода экранными, пароперегревательными или экономайзерными трубами.

Основой конструкции обмуровки холодной воронки служит металлический короб, который является обшивкой и одновременно поддерживает всю обмуровку. Последняя имеет толщину 200—300 мм и состоит из слоя изоляционного материала — диатомитового кирпича, соевелитовых плит и пр., покрытого слоем огнеупорного кирпича. Чтобы обмуровка не сползала, к обшивке приваривают упоры из полосового и углового железа. Кроме того, в огнеупорной кладке делают разгрузочный пояс и температурный шов.

Приблизительно так же выполняют обмуровку пода топков для сжигания газа и мазута.

При проектировании обмуровки исходят из того, чтобы плотность теплового потока через нее не превышала $300 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$, а температура наружной поверхности не превышала 50—55° С при температуре среды 25° С.

Тепловая изоляция имеет назначение уменьшить тепловые потери в окружающую среду горячими обмурованными, а также необмурованными поверхностями, например наружными поверхностями водяных экономайзеров и воздухоподогревателей, металлических газоходов и воздухопроводов, трубопроводов. Тепловую изоляцию выполняют из материалов, которые отличаются легкостью и низкой теплопроводностью.

Глава шестнадцатая

ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ

16-1. ЧУГУННЫЕ ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ

Чугунные водогрейные котлы изготовляют различных типов теплопроизводительностью до 1,0—1,5 *Гкал/ч* для получения воды с температурой до 115° С и давлением не выше 3—4 ат. Эти котлы выполняют по единому принципу — собирают из отдельных чугунных полых секций особой формы. Внутренние полости каждой такой секции 1 (рис. 16-1), в которых циркулирует вода, при сборе котла соединяют в местах крепления секции сверху и снизу особыми nippleами 2 и 6. Два собранных комплекта секций, симметрично расположенные и замкнутые по концам двумя лобовыми секциями 3 иной формы, образуют своего рода шатер, под которым размещается колосниковая решетка 7.

Вода, подлежащая нагреву, поступает в котел через нижний патрубок 4, расходится по обоим комплектам секций 1 и, пройдя параллельными потоками по внутренним полостям этих секций, а также по внутренним полостям лобовых секций, выходит через верхний патрубок 11. В котлах с ручными колосниковыми решетками топливо забрасывается в топку через загрузочную дверку 9. Воздух для горения поступает под решетку через поддувальную дверку 8, через которую из зольника также удаляют очаговые остатки.

Дымовые газы поднимаются под потолок шатра и затем между секциями по параллельным каналам, созданным наружными приливами 13 к секциям, опускаются, отдавая тепло нагреваемой воде, поднимающейся по внутренним полостям секций. Пройдя секции, охлажденные дымовые газы поступают в газоходы 14, а затем в сборный газоход котельной и дымовую трубу. Тягу регулируют задвижками шиберами 5, управляемыми с фронта котла посредством проходящего через блоки 12 троса с противовесом 10. Изменяя размеры секций 1 и число их в собранном комплекте, можно при использовании немногих деталей получить различные типоразмеры котлов.

Чугунные водогрейные котлы, как правило, устанавливают с ручными колосниковыми решетками. Однако для этих котлов разработан вариант топки с шнуровой планкой системы С. В. Татищева; топка имеет решетку с длиной, не превышающей 1,5 м, и упрощенный винтовой привод планки. Получены хорошие результаты работы этой топки на антраците, а также на каменных и бурых углях.

Производительность чугунных водогрейных котлов определяется величиной поверхности нагрева их, которую выражают в условных квадратных метрах. Один условный квадратный метр (*УКМ*) поверхности нагрева котла представляет собой такую поверхность нагрева, с которой при сжигании грохоченого антрацита марки АК получают 10 000 *ккал/ч* тепла. Для других топлив при расчетах принимают следующие значения количества получаемого тепла: сортированный антрацит марок АМ и АС — 9 000 *ккал/УКМ·ч*, рядовой антрацит марки АРШ — 8 000 *ккал/УКМ·ч*, рядовой бурый уголь — 7 500 *ккал/УКМ·ч*, мазут — 8 000 *ккал/УКМ·ч*, природный газ — 9 000 *ккал/УКМ·ч*.

Чугунные водогрейные котлы надежно работают только на твердом топливе. При переводе их на жидкое и газообразное топливо они начинают быстро выходить из строя по причине появления трещин в нагревательных секциях. Это вносит осложнения при внедрении природного газа для коммунальных потребителей при использовании таких котлов.

Вследствие централизации теплоснабжения область распространения чугунных водогрейных котлов малой теплопроизводительности не имеет тенденции к расширению. Тем не менее потребность в таких котлах во многих случаях будет сохраняться еще долго, и поэтому в СССР ведется большая работа по усовершенствованию и унификации чугунных водогрейных котлов.

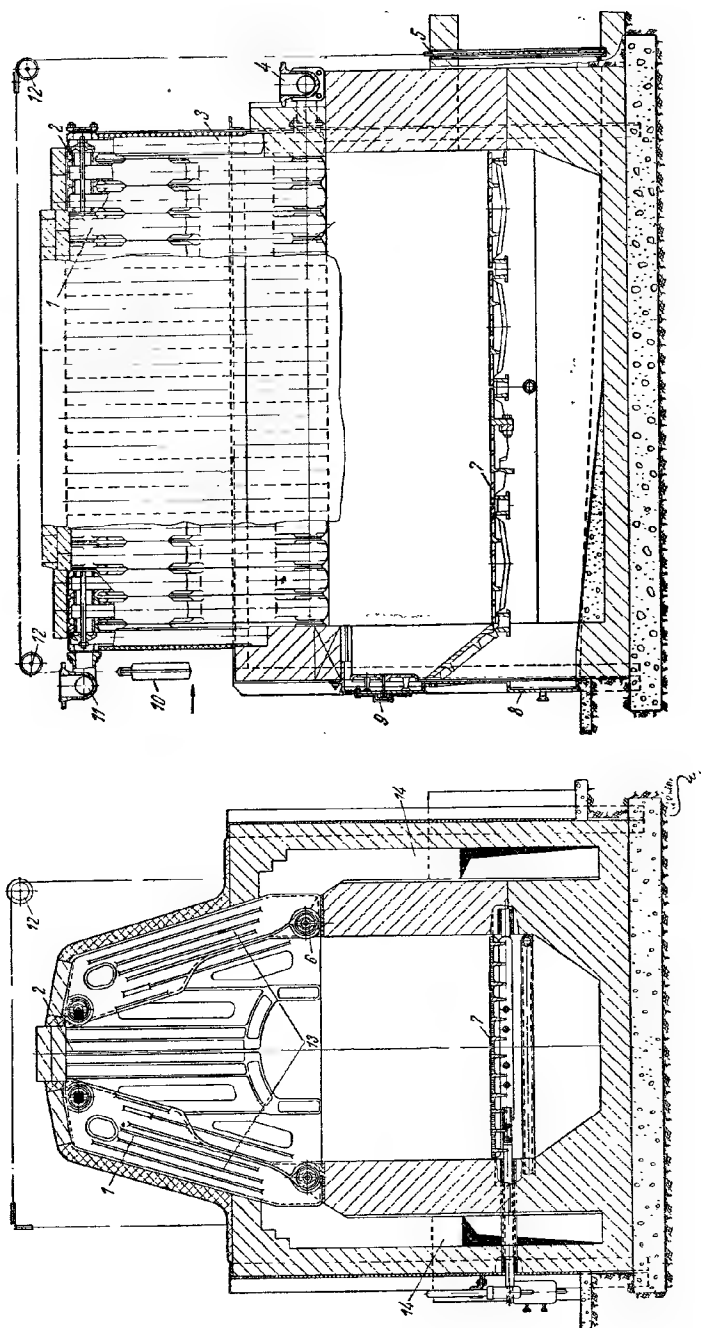


Рис. 16-1. Чугунный водогрейный котел малой теплопроизводительности.

В зависимости от расстояния между центрами верхних и нижних ниппельных гнезд котлы, рассчитанные на сжигание твердого топлива, намечено изготавливать трех типов: КЧ-1 с условной поверхностью нагрева $7,1 - 20 \text{ м}^2$, КЧ-2 с условной поверхностью нагрева $12,8 - 112 \text{ м}^2$ и КЧ-3 с условной поверхностью нагрева $56 - 156 \text{ м}^2$. Котлы с условной поверхностью нагрева до 80 м^2 предполагается выпускать с ручными топками, котлы с большей условной поверхностью нагрева — с ручными и механизированными топками.

Для приспособления котлов к сжиганию различных твердых топлив изменяют высоту топки путем изменения положения по высоте колосниковой решетки, благодаря чему достигают требуемых для данного топлива значений теплонапряжения топочного объема. При установке паросборника эти котлы можно превращать в паровые для выработки насыщенного пара с давлением до $1,7 \text{ ат}$.

Кроме чугунных водогрейных котлов, существуют также различные типы стальных водогрейных котлов малой теплопроизводительности.

В настоящее время разрабатывается новая серия стальных водогрейных котлов малой теплопроизводительности для работы на жидком и газообразном топливе для установки взамен чугунных водогрейных котлов.

16-2. СТАЛЬНЫЕ ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ¹

В СССР создано несколько типов стальных водогрейных котлов большой теплопроизводительности, предназначенных как для сжигания газа и мазута, так и для сжигания твердого топлива в слое и пылевидном состоянии. Среди них наиболее известны котлы типов ПТВМ, ЦЭМ и ЭЧМ.

Котлы типа ПТВМ изготавливают теплопроизводительностью 30, 50 и 100 Гкал/ч, в основном для работы на газообразном и жидком топливе, хотя имеются модификации их, рассчитанные для сжигания пылевидного топлива.

Котел ПТВМ выполняется по компоновке башенного типа (рис. 16-2). Стены его топочной камеры полностью закрыты боковыми 1, фронтным 2 и задним 3 экранами. Горелки 5 размещены на боковых стенах топки, причем каждую горелку обслуживает индивидуальный дутьевой вентилятор. По выходе из топки продукты сгорания проходят конвективные поверхности нагрева 4 и выходят в металлическую дымовую трубу 6, устанавливаемую на самом котле. В некоторых случаях рядом с котлами сооружают более высокую железобетонную трубу. Вся трубная система котла подвешена к каркасу котла, что обеспечивает свободное расширение ее книзу при повышении температуры. Котлы эти могут работать как в отопительном, так и в пиковом режимах. При работе в отопительном режиме поверхности нагрева включены по четырехходовой циркуляционной схеме (рис. 16-3, а). Подлежащая подогреву вода поступает в нижний пакет конвективной части 4 котла, откуда она проходит в фронтовой экран 2, затем в боковые экраны 1, передний экран 3 и нагретая выходит через верхний пакет конвективной поверхности нагрева 4 в тепловую сеть. Для создания такой схемы циркуляции в системе трубопроводов котла устанавливают заглушки Л и М. При пиковом режиме котел работает по д в у х х о д о в о й схеме циркуляции, при которой вода проходит через поверхности нагрева двумя параллельными потоками (рис. 16-3, б). Это позволяет пропустить через котел почти двойное количество воды без повышения гидравлического сопротивления, что дает возможность сохранить нормальную теплопроизводительность его в пиковом режиме, при котором нагреву подвергается большее количество воды, чем при отопительном, так как она поступает в котел с более высокой температурой, равной 110 вместо 70°С . Для работы котла в пиковом режиме заглушки Л и М снимают, а вместо них устанавливают заглушку К.

¹ Этот параграф составлен по материалам книги Е. Ф. Бузника и В. Н. Сидорова «Водогрейные котлы и их применение на электростанциях и в котельных» (изд-во «Энергия», 1965).

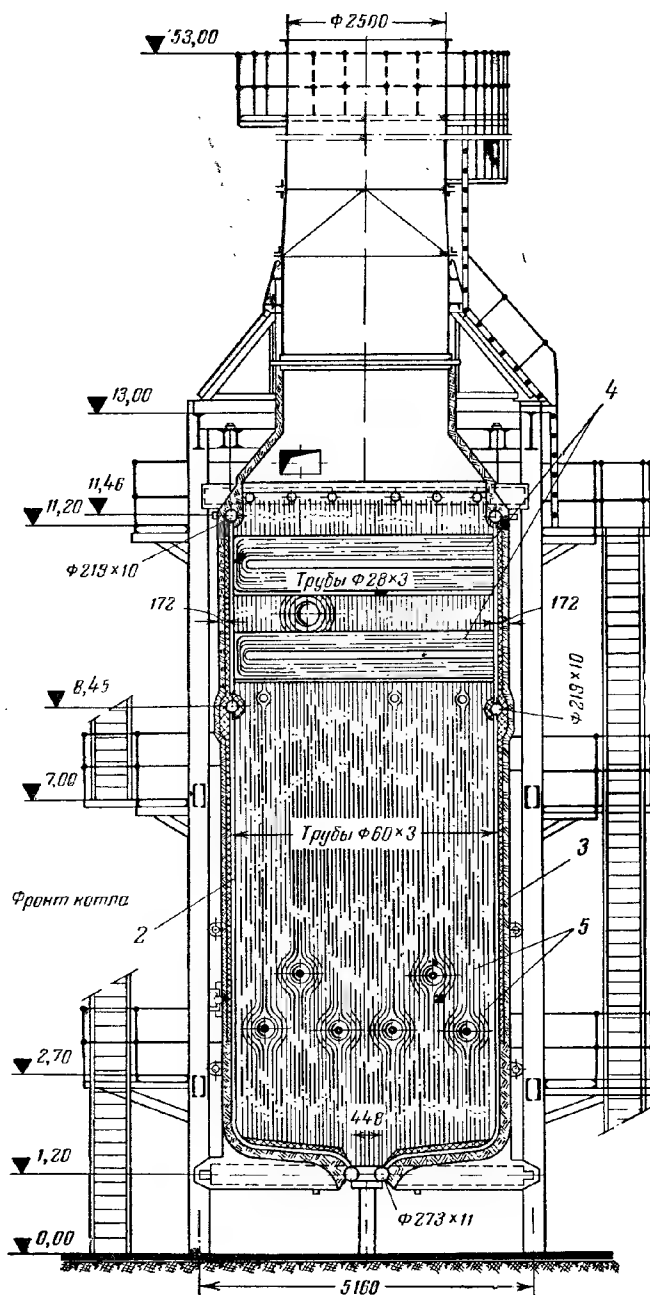
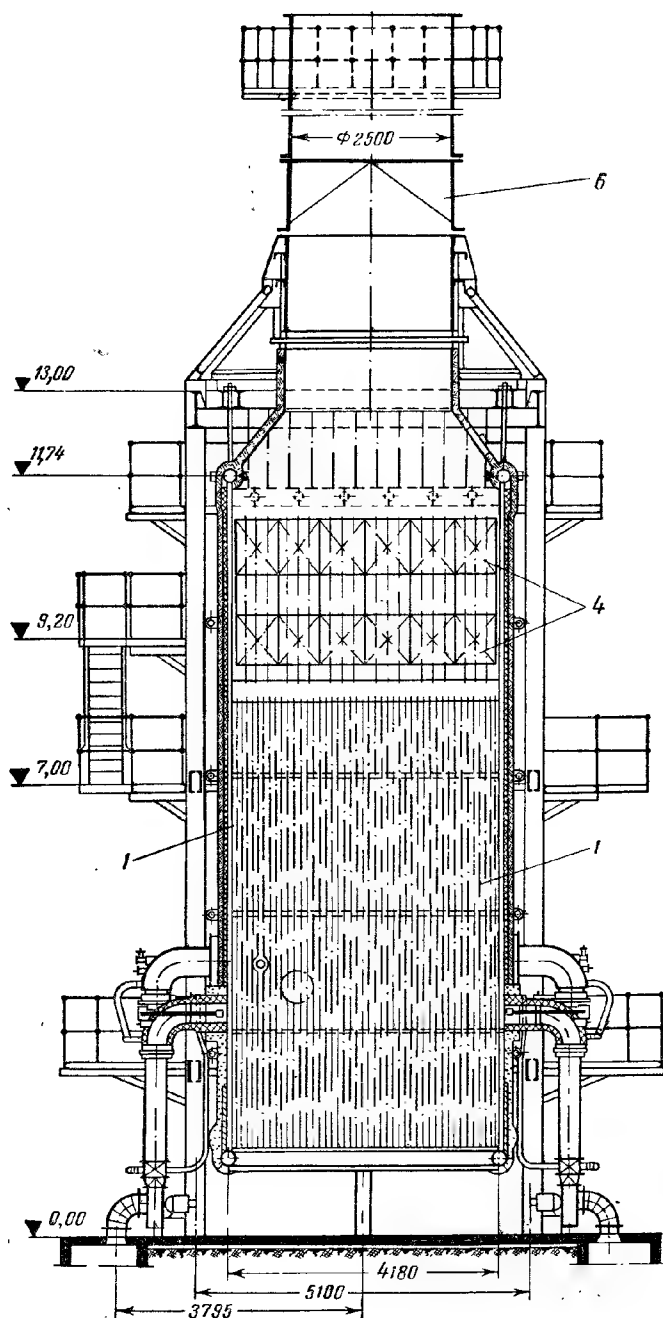


Рис. 16-2. Стальной водогрейный котел теплопроизводительностью



50 Гкал/ч типа ПТВМ-50-1 для работы на газе и мазуте.

Нормальный расход воды при четырехходовой схеме составляет для котлов теплопроизводительностью 50 Гкал/ч приблизительно 625 т/ч, а для котлов теплопроизводительностью 100 Гкал/ч — 1 250 т/ч. При двухходовой схеме расход воды возрастает соответственно до 1 500 и 2 200 т/ч. Скорость воды в трубах поверхностей нагрева составляет приблизительно 1,2—1,7 м/сек; гидравлическое сопротивление котла при отопительном режиме равно примерно 1,0 ат, а при пиковом — примерно 0,6 ат; температура уходящих газов при работе на природном газе равна ~190° С, а при работе на мазуте 250° С; сопротивление газового тракта котла соответственно составляет 22—25 и 29—30 кг/м²; тепловое напряжение топочного пространства 520—550 тыс. ккал/м³·ч; к. п. д. котла равен 0,88—0,90.

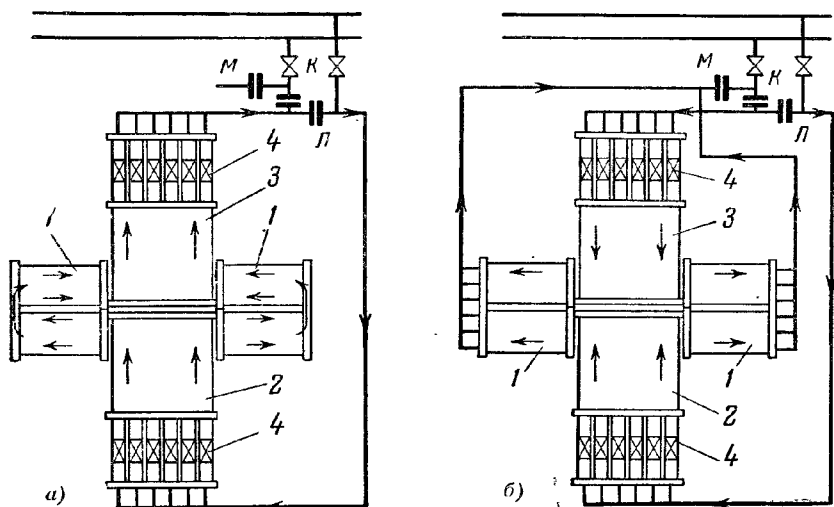


Рис. 16-3. Циркуляционная схема водогрейного котла типа ПТВМ-50-1.
а — при отопительном режиме; б — при пиковом режиме. Обозначения те же, что на рис. 16 2.

Котлы типа ЦЭМ выпускаются паропроизводительностью 30 Гкал/ч и предназначены для работы на газе и мазуте. Котел (рис. 16-4) двухходовой: восходящий ход образуется топкой, нисходящий — конвективной шахтой. Стены топки полностью закрыты боковыми 1, передним 2 и задним 3 экранами. Кроме того, задний экран 4 и боковые экраны 6 закрывают стены конвективной шахты. Конвективные пакеты 5 размещены в нижней части этой же шахты. Горелки 11 установлены на боковых стенах топки. В верхних частях топки и конвективной шахты размещены взрывные клапаны 10.

У котлов, предназначенных для работы на мазуте, устанавливают устройства 9 для очистки конвективных пучков от загрязнений дробью. Котел может работать как по отопительной циркуляционной схеме (рис. 16-5), так и по пиковой. Количество воды, проходящей через котел, составляет 375 т/ч при отопительном режиме и 750 т/ч при пиковом. Сопротивление газового тракта котла 60—65 кг/м²; тепловое напряжение топочного пространства 400—410 тыс. ккал/м³·ч; к. п. д. котла равен 0,88—0,90.

Котлы типа ЭЧМ разработаны на теплопроизводительность 11, 20, 35, 70 и 100 Гкал/ч для работы на твердом топливе, причем котлы теплопроизводительностью 11 и 20 Гкал/ч скомпонованы со слоевыми топками, а остальные — с факельными.

Котлы, предназначенные для работы на пылевидном топливе (рис. 16-6), выполняют с компоновкой П-образного типа. Стены топки полностью закрыты передним 1, задним 2, потолочным 3 и боковыми 4 экранами. Развитым фестоном топка отделена от конвективной шахты, верхняя часть стен кото-

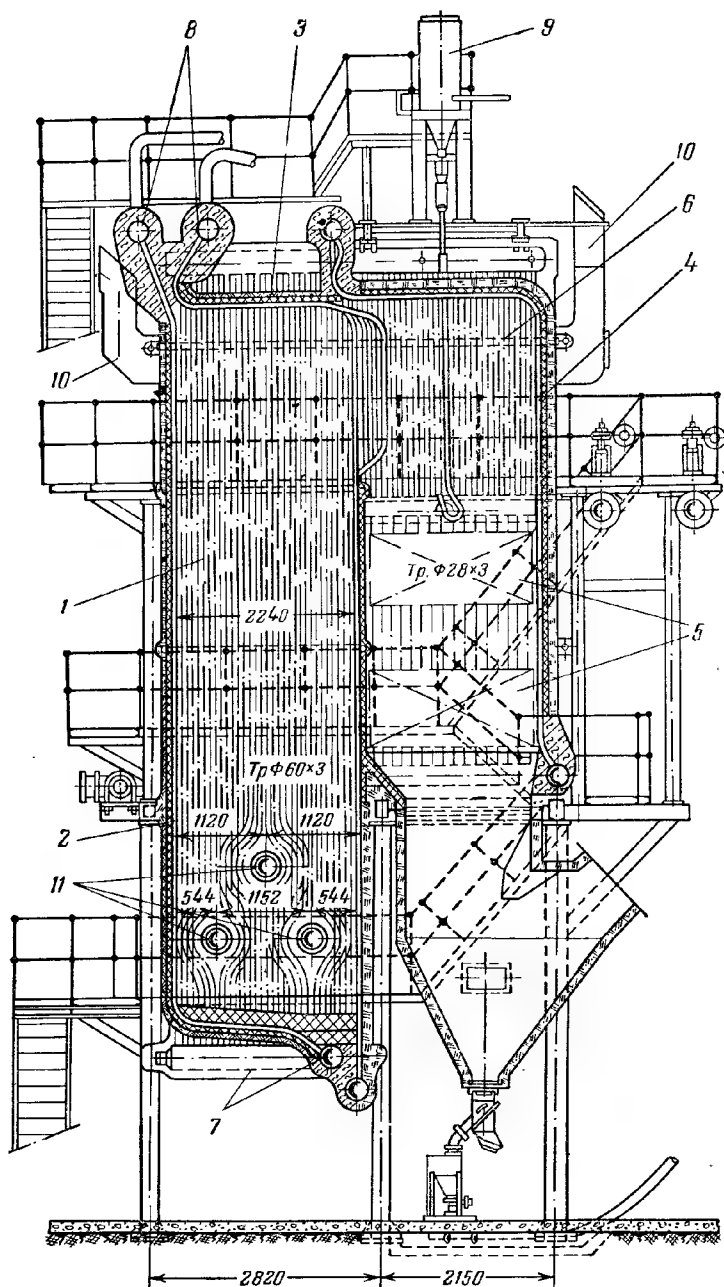


Рис. 16-4. Стальной водогрейный котел теплопроизводительностью 30 Гкал/ч типа ЦЭМ для работы на жидком и газообразном топливе.

рой также покрыта боковыми 8 и задним 5 экранами. Далее по ходу газов в конвективной шахте размещены верхний конвективный водогрейный пучок 7, трубчатый воздухоподогреватель 10 и нижний конвективный водогрейный пучок 6. Подлежащая подогреву вода поступает двумя параллельными по-

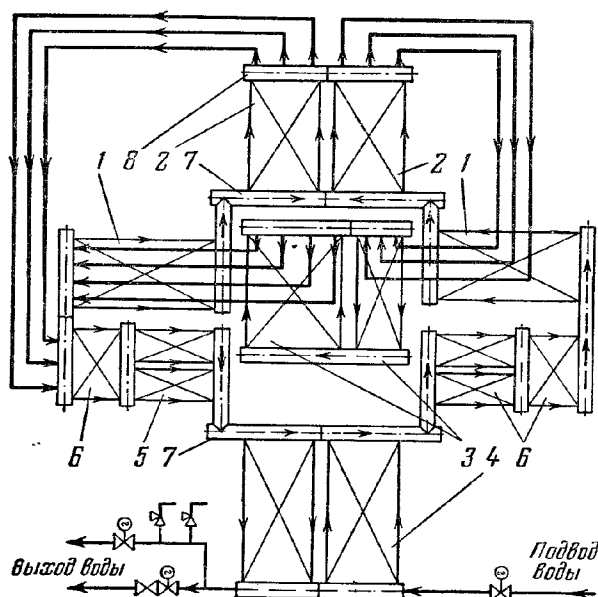


Рис. 16-5. Циркуляционная схема водогрейного котла типа ЦЭМ. Обозначения те же, что на рис. 16-4.

токами соответственно в нижние коллекторы переднего и заднего топочных экранов и, пройдя систему поверхностей нагрева, выходит нагретой из боковых экранов конвективной шахты в тепловую сеть.

16-3. КОМБИНИРОВАННЫЕ ВОДОГРЕЙНО-ПАРОВЫЕ КОТЛЫ

В СССР разработана серия стальных комбинированных водогрейных паровых котлов типа ВПС теплопроизводительностью от 1,6 до 50 Гкал/ч, предназначенных для получения горячей воды тех же параметров, что и в стальных водогрейных котлах (см. гл. 13), и для производства насыщенного пара с давлением 14 ат. Кроме того, разработана серия стальных водогрейно-паровых котлов малой теплопроизводительности: 0,25—0,6 Гкал/ч. Котлы последней серии предназначены для сжигания газа и мазута, а в котлах первой серии предусмотрена возможность сжигать также твердое топливо в слоевом процессе.

Схема комбинированного водогрейно-парового котла типа ВПС показана на рис. 16-7. Котел состоит из топочного экрана 1, двух последовательно расположенных конвективных котельных пучков 2 и 3, сепаратора пара 4 и циркуляционного насоса 5. При работе котла в водогрейном режиме вода из тепловой сети насосом 6 подается параллельными потоками в топочный экран 1 и конвективные поверхности нагрева 2 и 3, которые можно включать как параллельно, так и последовательно. Нагретая вода сливается в общий поток и поступает в тепловую сеть.

При работе в паровом режиме питательная вода из бака деаэратора 8 питательным насосом 7 подается в нижнюю половину сепаратора пара 4, откуда она циркуляционным насосом 5 направляется в поверхности нагрева 1,

2 и 3 по той же схеме, что и сетевая вода при работе котла в водогрейном режиме. В названных поверхностях нагрева вода частично испаряется, и образовавшаяся пароводяная смесь поступает тангенциально параллельными потоками в верхнюю половину сепаратора пара 4. Отсюда пар направляется

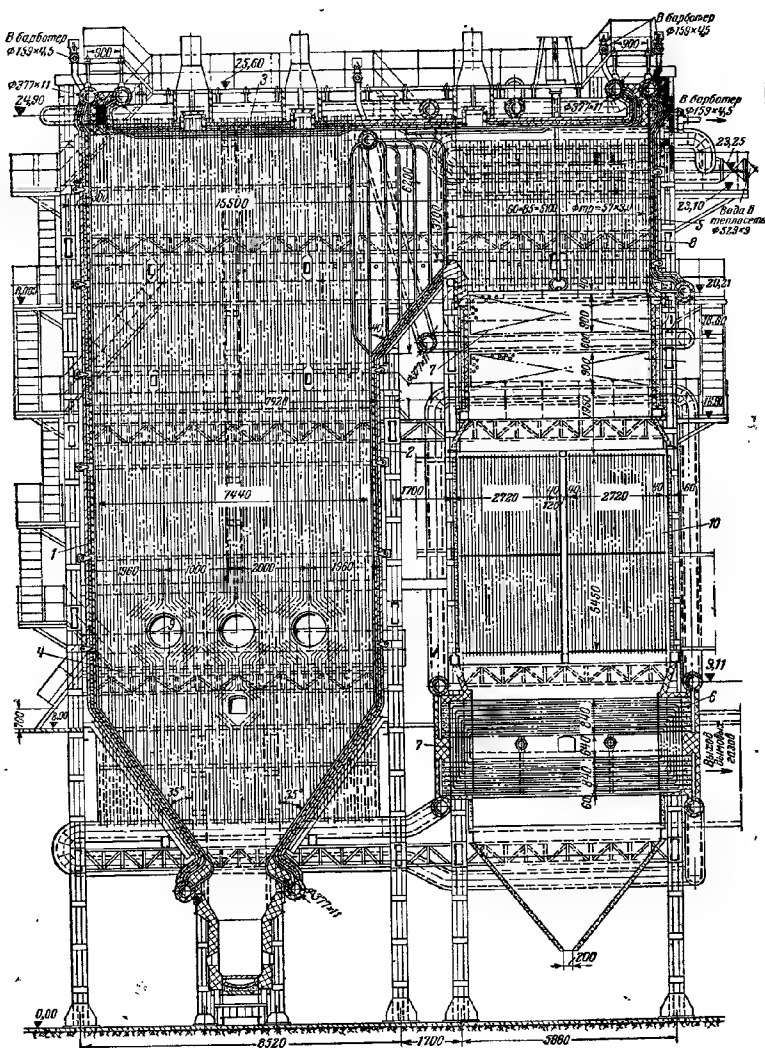


Рис. 16-6. Стальной водогрейный котел теплопроизводительностью 100 Гкал/ч типа ЭЧМ-100 для работы на пылевидном топливе.

к потребителю, а вода — в нижнюю половину сепаратора, где она смешивается с питательной водой и затем поступает в циркуляционный контур.

Котел может работать также по смешанному водогрейно-паровому циклу. В этом случае в котле создают два самостоятельных контура — водогрейный и испарительный. Сетевая вода подается в водогрейный контур, пройдя который, она проходит в линию горячей сетевой воды. Вода из сепаратора пара подается в испарительный контур, из которого, частично испаренная, она возвращается в сепаратор пара, а затем по-

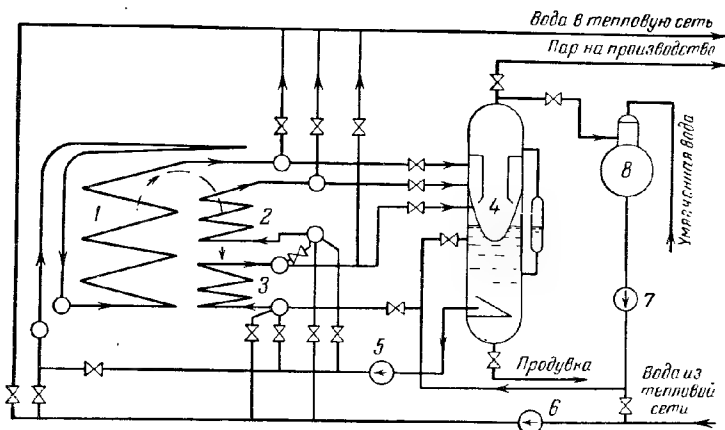


Рис. 16-7. Схема водогрейно-парового котла системы А. И. Сарафа.

ступает в циркуляционный контур. Питательный насос 7 может быть также использован как подпиточный насос тепловой сети. Для регулирования температуры горячей воды, выходящей из котла, предусматривается обводная линия от сетевого насоса помимо котла в линию горячей сетевой воды.

Глава семнадцатая

ОСНОВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

17-1. МЕТАЛЛЫ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Основными металлами, применяемыми для изготовления котельных агрегатов, являются сталь и чугун.

Сталь применяют как относительно дешевую — углеродистую, так и более дорогую — легированную, т. е. такую, в которую для улучшения механических и физико-химических свойств добавлены в некотором количестве другие металлы. Различают низколегированную сталь, в которой присадки содержатся в незначительном количестве, не превышающем 0,5—1,0%, и высоколегированную, в которую добавляется значительно большее количество присадок. Низколегированная котельная сталь принадлежит к классу перлитной, а высоколегированная — к классу аустенитной стали.

Углеродистая сталь широко применяется в котлостроении. Содержание углерода в этой стали не должно превышать 0,3% во избежание ухудшения качества сварных соединений из-за воздушной закалки при сварке. Содержание серы и фосфора не должно превышать 0,045% для каждого из этих элементов. Предельная температура, при которой углеродистая сталь может длительно и надежно работать, составляет 500°С; превышение ее приводит к резкой интенсификации окалинообразования на металле.

Легирование котельной стали имеет назначение повысить ее прочность и окалиностойкость при высокой температуре. В качестве легирующих присадок применяют хром, молибден, никель, ванадий, титан, вольфрам, ниобий, марганец и бор, которые вводятся в различных комбинациях. Хром вводят в сталь для повышения ее жаростойкости, т. е. способности противостоять коррозии (образованию окалины) при высокой температуре; наличие в стали 12—14% хрома делает ее нержавеющей. Молибден до-

бавляют для повышения жаропрочности, т. е. для повышения предела прочности и предела текучести стали при высокой температуре, а также для улучшения ее технологических свойств (свариваемости) и упрощения термической обработки. Никель повышает вязкость стали, ее жаропрочность и сопротивляемость старению. Для повышения сопротивляемости ползучести, т. е. снижения предела текучести стали в результате длительной работы ее при высокой температуре, к низколегированной хромомолибденовой стали добавляют ванадий и ниобий, а к высоколегированной стали — титан и вольфрам. Наличие марганца в стали в пределах 0,3—0,8% определяется технологическими требованиями процесса выплавки, а повышение содержания марганца в стали до 0,9—1,5% преследует цель повысить ее прочность. Легирующие элементы в марках стали обозначают буквами русского алфавита: Б — ниобий; В — вольфрам; Г — марганец; М — молибден; Н — никель; Р — бор; С — кремний; Т — титан; Ф — ванадий; Х — хром.

В обозначении марок высоколегированной стали за буквами ставят цифры, которые означают содержание этих элементов в стали в процентах. Цифры перед буквенным обозначением указывают содержание углерода в стали в сотых долях процента для низколегированной стали и десятых долях процента для высоколегированной стали. Если при этом в высоколегированной стали количество углерода не ограничено нижним пределом при верхнем пределе 0,09% и выше, цифры перед буквенным обозначением не ставят.

Среди большого числа различных марок высоколегированной стали в котлостроении применяют только сталь жаропрочную, т. е. предназначенную для работы в нагруженном состоянии при высокой температуре в течение длительного времени и обладающую достаточной окислостойкостью.

Для изготовления котлов применяют сталь в виде листов, труб, поковок, литых, крепежных материалов (для фланцевых соединений), электродов и сварочной проволоки. Качество стали, употребляемой для этих целей, точно регламентировано «Правилами устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов» Госгортехнадзора.

Характеристики марок стали, применяемых для изготовления барабанов и поковок для котлов, приведены в табл. 17-1, а для изготовления трубных систем и соединительных трубопроводов — в табл. 17-2.

Следует различать требования, предъявляемые к стали, применяемой для изготовления барабанов, и к стали для изготовления трубных систем поверхностей нагрева, коллекторов и соединительных трубопроводов. Выбор марки стали для изготовления барабанов котлов определяется стремлением получить барабан с возможно более тонкими стенками, т. е. более легкий, путем применения более прочной стали. Для трубных систем поверхностей нагрева, коллекторов и трубопроводов выбор марки стали определяется в первую очередь температурой, которую будет иметь стенка трубы во время работы котельного агрегата.

Для изготовления барабанов котлов по требованию «Правил» Госгортехнадзора применяют листовую сталь и поковки, полученные мартеновским способом или в электрических печах. Корпуса цилиндрических котлов, работающих при давлении до 9 ат, изготавливают из углеродистой стали марки Ст. 3сп. Барабаны котлов с толщиной стенки до 60 мм изготавливают из углеродистой стали марок 15К и 20К. Для изготовления барабанов на давление 40—100 ат применяют сталь марки 22К с несколько повышенным содержанием марганца. Барабаны на давление от 100 ат и выше изготавливают из низколегированной стали марки 16ГНМ. Стали марок 16ГС, 09Г2С и 10Г2С1 являются относительно новыми сталями котлостроения.

Трубы для поверхностей нагрева, коллекторов и соединительных трубопроводов изготавливают из стали, выплавленной мартеновским способом или в электропечах. Трубные системы, в которых температура стенки не будет превышать 500° С, изготавливают из углеродистой трубной стали марок

Класс стали	Марка стали	Содержание элементов в стали, %					
		Углерод С	Кремний Si	Марганец Mn	Хром Cr	Никель Ni	Молибден Mo
Углеродистая (перлитная) Легированная (перлитная)	В.Ст.3сп.	0,14—0,22	0,12—0,30	0,40—0,65	—	—	—
	15К	0,12—0,20	0,15—0,30	0,35—0,65	≤ 0,30	≤ 0,30	—
	20К	0,16—0,24	0,15—0,30	0,35—0,65	≤ 0,30	≤ 0,30	—
	22К	0,19—0,26	0,20—0,40	0,75—1,00	≤ 0,4	≤ 0,30	—
	22К	0,18—0,26	0,17—0,37	0,70—0,90	≤ 0,3	≤ 0,25	—
	16ГС	0,12—0,18	0,40—0,70	0,90—1,20	≤ 0,30	≤ 0,30	—
	09Г2С	0,12	0,50—0,80	1,30—1,70	≤ 0,30	≤ 0,30	—
	10Г2С1	0,12	0,90—0,20	1,30—1,65	≤ 0,30	≤ 0,30	—
	16ГНМ	0,12—0,18	0,17—0,37	0,80—1,10	≤ 0,3	1,0—1,3	0,40 0,55

10 и 20. Трубные же системы, в которых температура стенки будет превышать 500° С, изготовляют из легированной стали для предотвращения окалинообразования.

Следовательно, из сталей марок 10 и 20 можно изготавливать все поверхности нагрева как паровых, так и водогрейных котельных агрегатов на давление до 24 ат. При этом применение стали марки 10 нежелательно, так как она имеет значительно большую склонность к старению, чем сталь марки 20. Из стали марки 20 можно изготавливать также трубные системы экранов и водяных экономайзеров котельных агрегатов более высокого давления, так как температура стенок этих поверхностей нагрева в нормальной эксплуатации никогда не достигает 500° С. Из легированной стали изготовляют трубные системы пароперегревателей, предназначенных для получения пара с температурой 440—450° С и выше. В случаях, когда пароперегреватель выполняют двухступенчатым, из легированной стали изготовляют только змеевики второй ступени и выходной коллектор, так как через змеевики первой ступени проходит пар с более низкой температурой и омываются они дымовыми газами с менее высокой температурой. Даже при очень высокой конечной температуре пара температура стенок труб первой ступени пароперегревателя не превышает 500° С. Для второй ступени пароперегревателей котлов с давлением 40 ат, предназначенных для перегрева пара до 440° С, температура стенок которых может превышать 500° С, применяют низколегированную хромомолибденовую сталь марки 12МХ.

Трубные системы топочных экранов и водяных экономайзеров, а также тех частей пароперегревателей, температура стенок которых не превышает 500° С, у котельных агрегатов с давлением 100 ат и выше выполняют из стали марки 20, которую изготовляют по особым техническим условиям, предусматривающим более высокие требования. Части трубных систем пароперегревателей этих котлов с температурой стенок выше 500° С выполняют из легированной стали. При этом для пароперегревателей, предназначенных для перегрева пара до 540° С, когда температура стенок может доходить до 570—580° С, рекомендуется сталь марки 12Х1МФ.

Пароперегреватели котельных агрегатов на давление 140 ат с перегревом пара до 570° С изготовляют из стали марки 12Х2МФСР с несколько большим содержанием хрома, а также наличием бора. Кроме того, для таких пароперегревателей, а также для пароперегревателей на давление 255 ат, предназначенных для перегрева пара до 585° С, у которых температура стенок труб превышает 600° С, рекомендуется высоколегированная аустенитная сталь (см. табл. 17-2). Обычно выбирают сталь марки X18H12T

Временное сопротивление, кг/мм ²	Относительное удлинение, не менее, %		Область применения				ГОСТ
	δ_5	δ_{10}	Наименование изделия	Температура стенки, не более, °С	Давление среды, не более, кг/см ²	Толщина стенки, не более, мм	
38	27	23	Барабаны, обечайки днища, за- творы вертикально-цилин- дрических котлов	200	8	12	380-60, груп- па В
38	27	23	То же для котлов среднего дав- ления	450	Не огра- ничено	60	5520-62
41	26	22	Барабаны, обечайки, днища за- творы котлов давления до 100 ат	450	Не огра- ничено	90	ТУГКТП1-55 Технические условия
44	18	—		450		160	
44	20	—	Барабаны, обечайки, днища, за- творы котлов высокого дав- ления	450	Не огра- ничено	160	5520-62 Технические условия
46	22	18					
44	22	18					
46	22	18					
51	16	—					

(1X18N12T). Применяют также сталь марки 1X1УН14В2М. Эта сталь, одна-
ко, имеет тот недостаток, что она склонна к межкристаллитной коррозии.

Воздухоподогреватели изготавливают из стали марки Ст. 3.
Литье детали, работающие под давлением, изготавливают из стали,
выплавленной в мартеновских или электрических печах; при этом содержа-
ние серы и фосфора в углеродистой стали не должно превышать 0,05% для
каждого из этих элементов. В зависимости от температуры и давления при-
меняют углеродистую сталь марок от 15Л до 35Л и легированную сталь
марки 18МХ-Л. Соответствующие требования предъявляются также к метал-
лу крепежных материалов (болты, шпильки, гайки), электродам и сварной
проволоке.

Чугун для изготовления чугунных котлов для нагрева воды до 115° С,
согласно требованиям Госгортехнадзора по качеству должен быть не ниже
марки СЧ 12-28 (ГОСТ 1412-54). Для поверхностей нагрева, коллекторов
и камер чугунных ребристых водяных экономайзеров, устанавливаемых
к котлам давлением до 24 ат, применяют чугун по качеству не ниже чу-
гуна марки СЧ 12-28.

17.2. ОГНЕУПОРНЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ИЗДЕЛИЯ

Огнеупорными называют материалы, способные
выдерживать высокую температуру без разрушения под влия-
нием процессов, происходящих в рабочем пространстве тепловых агрегатов.
Различают изделия, выдерживающие следующие температуры.

Наименование изделий	Температура, °С
Огнеупорные	1 580—1 770
Высокоогнеупорные	1 770—2 000
Высшей огнеупорности	Выше 2 000

Для котельных агрегатов, как правило, используют изделия, относя-
щиеся к первой из этих категорий.

В зависимости от химико-минерального состава и технологии произ-
водства огнеупорные изделия разделяются на различные группы и виды.
Для котельных агрегатов в основном используют огнеупорные изделия об-
щего назначения, т. е. изделия алюмосиликатные и кремнеземистые (динасовые). Для изготовления огнеупорных масс
также применяют огнеупоры магниевые и хромистые.

Класс стали	Марка стали	Содержание элементов							
		Углерод C	Кремний Si	Марганец Mn	Хром Cr	Никель Ni	Титан Ti	Вольфрам W	Молибден Mo
Углеродистая (перлитная)	10	0,07—0,14	0,17—0,37	0,35—0,65	≤0,15	≤0,25	—	—	—
	20	0,17—0,24	0,17—0,37	0,35—0,65	≤0,25	≤0,25	—	—	—
	20	0,17—0,25	0,17—0,37	0,35—0,65	≤0,3	≤0,3	—	—	—
Легированная (перлитная)	15ГС	0,12—0,18	0,70—1,00	0,90—1,30	<0,3	<0,3	—	—	—
	12МХ	0,09—0,16	0,15—0,30	0,4—0,7	0,4—0,6	—	—	—	0,4—0,6
	15ХМ	0,11—0,16	0,17—0,37	0,4—0,7	0,8—1,1	≤0,25	—	—	0,4—0,55
	12Х1МФ	0,08—0,15	0,17—0,37	0,4—0,7	0,9—1,2	≤0,25	—	—	0,25—0,35
	12Х2МФСР	0,08—0,15	0,4—0,7	0,4—0,7	1,6—1,9	≤0,25	—	—	0,5—0,7
	15Х1М1Ф	0,10—0,16	0,17—0,37	0,4—0,7	1,1—1,4	≤0,25	—	—	0,90—1,10
Высоколегированная (аустенитная)	1Х11В2МФ	0,10—0,15	≤0,5	0,50—0,80	10—12	≤0,6	—	1,7—2,2	0,6—0,9
	Х18Н12Т	≤0,12	≤0,8	1,0—2,0	17—19	11—13	≤(C—0,02)× ×5—0,7	—	—
	1Х14Н14В2М (ЭИ-257)	0,4—0,5	≤0,8	≤0,7	13—15	13—15	—	2,0—2,75	0,25—0,40
	1Х14Н16Б (ЭИ-694)	0,07—0,12	≤0,6	1,0—2,0	13—15	14—17	—	—	—
	1Х14Н16БВ (ЭИ-694Р)	0,07—0,12	≤0,6	1,0—2,0	13—15	14—17	—	—	—
	1Х16Н15МЗБ (ЭИ-847)	≤0,9	≤0,8	≤0,6	15—17	14—16	—	—	2,5—3,0
	1Х14Н18В2Б (ЭИ-695)	0,07—0,12	≤0,6	1,0—2,0	13—15	18—20	—	2,0—2,75	—
	1Х14Н18В2БР (ЭИ-695Р)	0,07—0,12	≤0,6	1,0—2,0	13—15	18—20	—	2,0—2,75	—

в стали, %			Временное сопротивление, кг/см^2	Относительное удлинение δ_5 , %	Температура, °С		Область применения труб			ГОСТ
Нитрог N	Ванадий V	Бор В			работы	начала окисления	Наименование изделия	Давление среды, ат	Температура стенок, °С	
—	—	—	34	24	—	—	Поверхности нагрева	60	500	1050-60
—	—	—	41	22	—	—	Коллекторы и соединительные трубопроводы	60	400	1050-60
—	—	—	41	24	—	—	Поверхности нагрева	Не сгруппировано	500	Технические условия
							Коллекторы и соединительные трубопроводы	То же	450	
—	—	—	50	28	—	—	Поверхности нагрева	»	500	То же
—	—	—	—	—	—	—	Коллекторы и соединительные трубопроводы	»	410	»
—	—	—	45	21	—	—	Поверхности нагрева	»	550	»
							Коллекторы и соединительные трубопроводы	»	550	»
—	0,18—0,30	—	45	21	—	—	Поверхности нагрева	»	585	»
							Коллекторы и соединительные трубопроводы	»	570	»
—	0,20—0,35	0,002—0,005	48	21	—	—	Поверхности нагрева	»	585	»
—	0,20—0,35	—	50	18	—	—	Коллекторы и соединительные трубопроводы	»	575	»
—	0,15—0,30	—	60	18	—	—	Поверхности нагрева	»	630	»
—	—	—	54	30	600	800	Поверхности нагрева	»	640	»
							Коллекторы и соединительные трубопроводы	»	610	»
—	—	—	50	16	600—650	850	Поверхности нагрева	»	650	
0,9—1,3	—	—	—	—	650	850				
0,9—1,3	—	0,005	—	—	650	850				
0,6—0,9	—	—	—	—	650	850				
0,9—1,3	—	—	—	—	700	850				
0,9—1,3	—	0,005	—	—	700	850				

ГОСТ 5632-61 рекомендуются для изготовления пароперегревательных труб и соединительных трубопроводов котлов высокого и сверхкритического давления

Алюмосиликатные огнеупорные изделия изготавливают из огнеупорных глин и каолинов. Огнеупорными называют глины, обладающие достаточной пластичностью и способные выдерживать воздействие температур 1 600—1 700° С, не плавясь и не размягчаясь. Как правило, огнеупорные глины содержат от 20 до 45% Al_2O_3 , от 45 до 65% SiO_2 , а также небольшие примеси CaO , MgO , Fe_2O_3 , K_2O , Na_2O , не превышающем в общем количестве 1—3%. Различают глины высокоосновные с содержанием более 40% Al_2O_3 , основные с содержанием 30—40% Al_2O_3 и полукислые, которые содержат менее 30% Al_2O_3 и более 65% SiO_2 . Каолин представляет собой минерал состава $Al_2O_3 \cdot 2SiO_2 \cdot 2H_2O$ ($Al_2O_3 = 39,5\%$; $SiO_2 = 46,6\%$; $H_2O = 13,9\%$).

Алюмосиликатные изделия разделяют на шамотные, полукислые и высокоглиноземистые. Шамотными называют огнеупорные изделия, изготовленные из огнеупорных глин или каолинов с отощением их шамотом. Содержание Al_2O_3 в них находится в пределах 30—45%. Шамотные изделия по огнеупорности разделяют на четыре класса: О, А, Б, В. Их основные характеристики приведены ниже.

Класс	О	А	Б	В
Огнеупорность не ниже, °С	1 750	1 730	1 670	1 580
Содержание Al_2O_3 (обычно), %	40—45	38—42	32—38	30—34

Полукислыми называют изделия, изготавливаемые из кварцевых пород на глиняной или каолиновой связке или из естественно отощенных кварцевым песком глин и каолинов, иногда с добавкой шамота. Содержание SiO_2 в них колеблется в пределах 70—80%. При каолиновой связке огнеупорность этих материалов не ниже 1 710° С, при глиняной связке — не ниже 1 580° С. Высокоглиноземистыми называют изделия, изготовленные из минералов или искусственных материалов с высоким (не менее 45%) содержанием глинозема. Различают три класса высокоглиноземистых изделий:

Класс	75	60—75	45—60
Огнеупорность не ниже °С	1 850—2 000	1 820—1 920	1 750—1 850
Содержание Al_2O_3 , %	Более 75	60—75	45—60

Дианатомовые (кремнеземистые) изделия получают посредством отжига из кварцевых пород на известковой или иной связке. Они содержат не менее 90% SiO_2 ; огнеупорность их в зависимости от класса и сорта составляет 1 690—1 730° С.

Для котельных агрегатов огнеупорные изделия применяют в виде нормального и фасонного кирпича, жароупорных бетонов и масс.

Кирпич идет на выполнение обмуровки и зажигательных поясов топочных экранов. Нормальный прямой кирпич выпускают семи размеров от $230 \times 113 \times 65$ до $300 \times 150 \times 65$ мм. Кроме того, существует пять размеров более широкого, полуторного, кирпича и четыре размера более короткого, трехчетвертного. Для выкладки сводов, круглых амбразур для горелок и т. п. применяют различные виды клинового кирпича, а также пяточный кирпич. Фасонный кирпич не стандартизован и изготавливается по чертежам. Для футеровки, применяемой в области температур не выше 1 000° С, используют шамотный кирпич классов А и Б, в области температур ниже 1 000° С шамотный кирпич классов Б и В и полукислый кирпич классов А и Б. При температуре выше 1 200° С, интенсивном воздействии шлака и резких температурных колебаниях рекомендуется каолиновый кирпич с содержанием $Al_2O_3 + TiO_2$ не менее 39% и огнеупорностью не ниже 1 740° С. Зажигательные пояса выполняют из шамотного кирпича класса А особого фасона. При температуре не выше 600° С используют красный кирпич.

Жароупорные бетоны применяют для создания потолочных перекрытий топочных камер, плит, перегородок и т. п. в области температур, не превышающих 1 000° С. Бетон обычно армируют железом. Бетон делают

на глиноземистом цементе (обычно марки 500) или портланд-цементе той же марки в количестве 20—25% с добавлением заполнителя из шамотных зерен и шамотного порошка в количестве 75—80%. Структурный состав заполнителя варьируют.

Огнеупорные пластичные массы употребляют для создания зажигательных поясов на топочных экранах и обращенного в топку слоя натрубной обмуровки. Существует три вида масс: хромитовые, шамотные и глиноземные. Хромитовая масса составляется приблизительно из 90% хромитовой руды, содержащей не менее 35—50% Cr_2O_3 и не более 10% SiO_2 и измельченной до размера зерна не более 5—8 мм, 3% огнеупорной глины и 7% жидкого стекла с плотностью 1,5 г/см^3 . В шамотную массу входит 70—75% шамотного порошка с содержанием не менее 40% Al_2O_3 , 20—25% огнеупорной глины и 3—5% жидкого стекла той же плотности. Глиноземистые массы готовят, так же как и шамотные, с добавкой небольшого количества корунда. Наиболее распространены хромитовые массы, но они относительно дороги, шамотные массы дешевле, но они хуже хромитовых, так как более хрупки. Глиноземистые массы лучше хромитовых, так как в сыром виде они обладают лучшей пластичностью, что облегчает нанесение их на трубы, а кроме того, слабее взаимодействуют со шлаками.

Все перечисленные огнеупорные материалы имеют небольшой коэффициент теплопроводности. Он увеличивается с повышением температуры согласно закону

$$\lambda_t = \lambda_0 + bt_{\text{ср}}, \text{ ккал/м}\cdot\text{ч}\cdot\text{град}, \quad (17-1)$$

где λ_t и λ_0 — коэффициенты теплопроводности материала соответственно при температуре t и 0°C ;

$i_{\text{ср}}$ — средняя температура в слое материала, $^\circ\text{C}$;

b — постоянная величина, $\text{ккал/м}\cdot\text{ч}\cdot\text{град}^2$.

Основные характеристики некоторых огнеупорных изделий приведены в табл. 17-3.

Таблица 17-3

Материалы	Предельная температура применения, $^\circ\text{C}$	Объемная масса, кг/м^3	Коэффициент теплопроводности при 0°C , $\text{ккал/м}\cdot\text{ч}\cdot\text{град}$	Коэффициент b , $\text{ккал/м}\cdot\text{ч}\cdot\text{град}^2$
Обмуровочные				
Кирпич шамотный	1 400	1 800—2 000	0,60	0,00055
Кирпич красный	600	1 600—1 800	0,4	0,00044
Теплоизоляционные				
Кирпич диатомитовый	900	500—600	0,10—0,12	0,0002
Кирпич пенодиатомитовый	900	450	0,08	0,0002
Вата минеральная	600	260	0,05	0,00016
Изделия из минеральной ваты, прошивные	600	240—250	0,046	0,00016
Изделия из минеральной ваты на неорганических связках	600	350—400	0,063	0,00017
Изделия вулканитовые	600	350—400	0,067—0,070	0,00016
Изделия соевитовые	500	350—400	0,065—0,067	0,00016
Изделия из минеральной ваты на органических связках	300	175	0,044	0,00017
Изделия прошивные из стеклянной ваты	300	200	0,036	0,00020
Изделия из пенобетона	200	400—500	0,09—0,109	0,00020—0,00026

Примечание. Более низкие значения коэффициента теплопроводности соответствуют более легким изделиям.

Теплоизоляционными называют материалы, имеющие значение уменьшить потерю тепла горячими поверхностями, соприкасающимися с воздушной средой, которая окружает котельный агрегат. Основные требования к этим материалам — малый вес и низкий коэффициент теплопроводности.

Различают высокотемпературные изоляционные материалы, выдерживающие температуру выше 450°C , среднетемпературные — с термостойкостью $150\text{--}450^{\circ}\text{C}$, и низкотемпературные — с термостойкостью до 150°C .

Термоизоляционные материалы и изделия изготовляют чаще всего на основе асбеста, диатомита и трепела, минеральной ваты и пр. Асбест представляет собой минерал волокнистого строения, поставляемый обычно в виде пушонки. Диатомит — сильно пористая осадочная порода, состоящая из $65\text{--}80\%$ SiO_2 , $10\text{--}20\%$ Fe_2O_3 и Al_2O_3 , $6\text{--}10\%$ CaO и MgO . Трепелом называют диатомит, более загрязненный илом и более плотный. Минеральная вата состоит из тонких беспорядочно расположенных стекловидных волокон, получаемых из расплавленных шлака, стекла или различных горных пород.

Теплоизоляционные материалы и изделия употребляют в виде порошков, кирпича, плит, ваты, матов, блоков, скорлуп и пр. Асбест в виде пушонки вводят в состав изоляционного материала для увеличения прочности и понижения теплопроводности. Из смеси размолотого диатомита и древесных опилок изготовляют пористый легковесный кирпич. В процессе обжига опилки выгорают, так что кирпич получается очень пористым и легким. Из смеси асбеста и обработанного доломита изготовляют совелит, употребляемый в виде плит толщиной $30\text{--}50\text{ мм}$, а также другие изделия.

Из порошкообразной смеси диатомита с асбестом изготовляют асбозурнт, а из смеси асбеста с магнезитом — ньювель, которые употребляют в виде мастик. Из особого сорта слюды — вермикулита в смеси с асбестом и вяжущими веществами изготовляют плиты.

Для верхнего слоя натрубной обмуровки применяют легковесный бетон, составляемый обычно из 15% асбестита и 50% молотого диатомита на связке из 35% глиноземистого или портландцемента марки 400. Для наружного покрытия безобшивочной обмуровки употребляют уплотнительную обмазку, составляемую из 20% порошкообразного каустического магнезита, 50% асбестовой пушонки и 30% хлористого магния с плотностью $1,2\text{--}1,25\text{ т/м}^3$, причем каждые 100 кг смеси каустического магнезита и пушонки разводят в 45 кг раствора хлористого магния названной плотности.

Минеральную вату обычно применяют в виде матов.

На гладкие поверхности изоляцию наносят слоем $80\text{--}150\text{ мм}$ с наваркой на изолируемую поверхность штырей или с применением сетки. Толщина слоя изоляции на трубах зависит от их диаметра, составляя $60\text{--}65\text{ мм}$ при трубах диаметром 57 мм и до 150 мм при трубах диаметром 150 мм .

Коэффициент теплопроводности теплоизоляционных материалов ниже коэффициента теплопроводности огнеупорных материалов в несколько раз. Зависимость величины λ от температуры также определяется формулой (17-1) Основные характеристики некоторых теплоизоляционных материалов приведены в табл. 17-3.

ТЕПЛООТДАЧА В КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА. ЗАГРЯЗНЕНИЯ И КОРРОЗИЯ

18-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Топка и следующие за ней газоходы, в которых размещены конвективные поверхности нагрева котельного агрегата, в совокупности образуют его газовой тракт. Чем крупнее котельный агрегат, тем сложнее его газовый тракт. У вертикально-цилиндрических котлов газовый тракт включает трубный пучок и дымовую камеру, у котельных агрегатов ДКВР — пароперегреватель, испарительные пучки и водяной экономайзер либо воздухоподогреватель, у экранных котлов — фестон и одну или две ступени пароперегревателя, водяного экономайзера и воздухоподогревателя.

Дымовые газы из топки движутся по газовому тракту к выходу из котельного агрегата и, омывая соответствующие поверхности нагрева, отдают через них свое тепло воде, водяному пару или воздуху, в основном конвекцией. Движение дымовых газов и передача ими тепла конвекцией представляют собой два основных процесса, происходящих в газовом тракте котельного агрегата. Они тесно связаны между собой, так как при конвективном теплообмене скорость и условия движения потока газов, омывающего поверхность нагрева, заметно влияют на величину коэффициента теплоотдачи.

Наряду с указанными основными процессами в газовом тракте происходит ряд явлений, оказывающих отрицательное влияние на работу агрегата. При сжигании твердого топлива происходит загрязнение поверхностей нагрева сажей и летучей золой, а также истирание труб поверхностей нагрева этой золой, особенно резко проявляющееся при сжигании многозольного топлива. При сжигании топлива, содержащего много серы, влаги и водорода, возникает усиленная коррозия труб воздухоподогревателя в области поступления в него холодного воздуха.

18-2. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР

Количество тепла, передаваемое конвекцией через заданную поверхность нагрева в единицу времени, т. е. величина теплового потока, определяется формулой

$$Q = k \Delta t H, \quad (18-1)$$

где k — коэффициент теплопередачи через данную поверхность нагрева;

Δt — усредненное значение разности температур (температурного напора) в поверхности нагрева, °C;

H — величина поверхности нагрева, м².

Тепловой поток выражают в ккал/ч, а в международной системе единиц СИ для выражения теплового потока пользуются либо основной единицей 1 дж/сек = 1 вт = 0,860 ккал/ч, либо кратной ей единицей 1 кдж/сек = 1 кВт = 860 ккал/ч.

Разделив обе части формулы (18-1) на величину H , можно получить количество тепла, передаваемое в течение 1 ч через 1 м² поверхности нагрева, в виде:

$$q = \frac{Q}{H} = k \Delta t. \quad (18-2)$$

Величина q , представляющая собой плотность теплового потока, является очень важным показателем эффективности работы поверхности нагрева и носит название теплового напряжения поверхности нагрева. При постоянстве значения k величина q прямо пропорциональна величине температурного напора.

Общая принципиальная формула (18-1) имеет индивидуальные особенности в различных случаях передачи тепла. При передаче тепла в конвективных поверхностях нагрева котельного агрегата — в зависимости от рода поверхности нагрева изменяются значения температурного напора и коэффициента теплопередачи.

После топки наибольшая величина разности между температурой дымовых газов и температурой среды, воспринимающей тепло, получается у первых рядов кипятильных труб котлов с развитыми конвективными поверхностями нагрева и у фестона экранных котлов, так как в эти поверхности

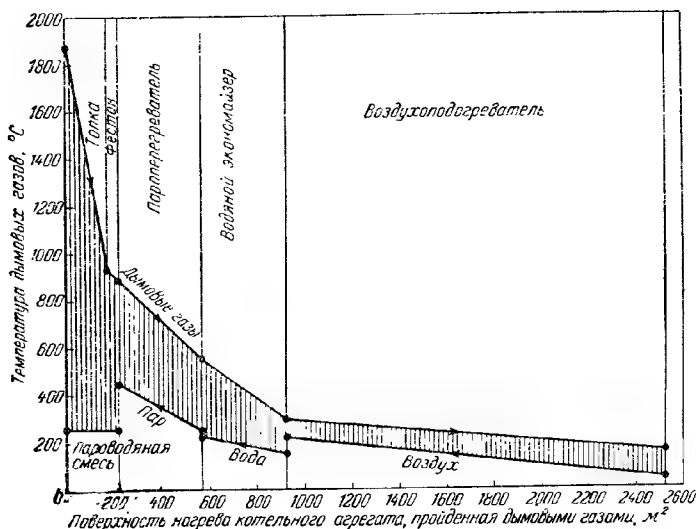


Рис. 18-1. Температурная диаграмма котельного агрегата экранного типа.

Поверхность нагрева, м ²	Поглощено тепла на 1 кг топлива		
	ккал	%	ккал/м ²
Топочные экраны	184	2422	57,6
Фестон	42	135	3,2
Пароперегреватель	341	738	17,6
Водяной экономайзер	368	585	14,0
Воздухоподогреватель	1 600	316	7,6
Итого	4 196	100,0	

нагрева непосредственно из топки поступают дымовые газы высокой температуры (1 000 -1 100° С). В результате эти поверхности нагрева используются очень эффективно при большом тепловом напряжении, в соответствии с чем для передачи заданного количества тепла в первых рядах кипятильных труб или фестоне требуется относительно небольшая поверхность нагрева и, следовательно, относительно небольшая затрата металла.

По мере продвижения дымовых газов по газовому тракту температура их снижается и разность между их температурой и температурой среды, воспринимающей тепло (вода, пар, воздух), уменьшается. В результате чем дальше от топки по ходу газов расположен элемент котельного агрегата, тем менее эффективно используется его поверхность нагрева, тем меньше ее тепловое напряжение и, следовательно, тем она должна быть больше, чтобы воспринять заданное количество тепла, и тем больше должен быть расход металла для изготовления этого элемента.

Особенности передачи тепла в поверхностях нагрева котельного агрегата иллюстрируются температурной диаграммой котельного агрегата (рис. 18-1). В ней по оси абсцисс откладывается суммарная величина поверх-

ностей нагрева котельного агрегата, омываемых дымовыми газами, а по оси ординат — температура этих газов и теплопринимающей среды в соответствующем месте газового тракта. Из этой диаграммы видно, что в топке температура дымовых газов падает наиболее резко, а по мере продвижения дымовых газов по газовому тракту интенсивность падения их температуры непрерывно уменьшается.

Характером процесса передачи тепла в котельном агрегате в основном определяется и принятый порядок последовательного расположения его теплопринимающих элементов. Их размещают с таким расчетом, чтобы максимально увеличить разность температур между дымовыми газами и нагреваемым телом, с тем чтобы повысить тепловое напряжение поверхности нагрева и в результате этого уменьшить ее размеры.

Пароперегреватель, в котором температура пара выше температуры воды в котле, размещают сразу же за топкой, отделяя его от нее только небольшим фестоном, а в некоторых случаях пароперегреватель частично выносят непосредственно в топку (радиационный пароперегреватель). Водяной экономайзер располагают за кипятильным пучком, так как средняя температура воды в экономайзере обычно на $40-60^\circ\text{C}$ ниже температуры кипения воды в котле. Воздухоподогреватель размещают в самом конце газового тракта, так как средняя температура воздуха в воздухоподогревателе ниже средней температуры воды в водяном экономайзере, поскольку температура холодного воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, обычно составляет $30-60^\circ\text{C}$, а температура воды, поступающей в водяной экономайзер, $100-230^\circ\text{C}$.

В пределах данного газотока котельного агрегата температура дымовых газов изменяется, так же как изменяется, за исключением испарительных поверхностей нагрева котла, температура теплопринимающей среды (пара, воды, воздуха). Сообразно с этим непостоянна и величина температурного напора в пределах данного газотока. Поэтому при расчете конвективных поверхностей нагрева котельного агрегата формулу (18-1) можно применять только в дифференциальной форме, относя ее к бесконечно малому элементу поверхности нагрева dH , т. е. в форме

$$dQ = k(\theta - t) dH, \quad (18-3)$$

где θ и t — соответственно температуры дымовых газов и теплопринимающей среды по обе стороны элемента поверхности нагрева dH .

Для определения полного количества тепла, переданного через всю данную поверхность нагрева, выражение (18-3) должно быть проинтегрировано по переменной величине H с учетом того, что величины θ и t представляют собой функции H . Произведя это интегрирование при допущении, что величина k остается постоянной по всей поверхности нагрева, и обозначив через Δt_6 разность температур дымовых газов и нагреваемой среды в том конце поверхности нагрева, где эта разность больше, и через Δt_m — ту же разность в том конце поверхности нагрева, где она меньше, можно получить формулу для количества тепла, передаваемого через поверхность нагрева:

$$Q = kH \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = kH \Delta t_{cp}, \quad (18-4)$$

пригодную как для случая параллельного тока, так и для случая противотока. В этой формуле величина

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad ^\circ\text{C} \quad (18-5)$$

представляет собой точное значение среднего температурного напора в данной поверхности нагрева в том случае, когда величина k остается неизменной вдоль нее. В случае, когда величина k вдоль поверхности нагрева не остается постоянной, величина Δt_{cp} , определенная по формуле (18-5), становится приближенной.

В тех случаях, когда величина $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \leq 1,7$, формула (18-5) для среднего температурного напора может быть без заметного снижения точности заменена более простой:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} = \frac{\theta' + \theta''}{2} - \frac{t' + t''}{2}. \quad (18-6)$$

Формулы (18-5) и (18-6) остаются справедливыми и в тех случаях, когда температура теплоотдающей или тепловоспринимающей среды не изменяется вдоль поверхности нагрева. В частности, это имеет место в поверхностях нагрева собственно котла, т. е. в фестонах и кипятильных пучках, в которых температура воды остается постоянной и равной температуре кипения.

18-3. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Когда толщина стенки трубы мала по сравнению с ее диаметром, влияние кривизны поверхности на процесс передачи тепла становится исчезающе малым и передачу тепла через трубу можно рассчитывать по тем же формулам, что и передачу тепла через плоскую стенку. Этим обстоятельством пользуются, в частности, при расчете передачи тепла в конвективных поверхностях нагрева котельного агрегата.

Коэффициент теплопередачи в кипятильных, пароперегревательных, экономайзерных и воздухоподогревательных гладких трубах в общем случае определяется по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_{тр}} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (18-7)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи соответственно от дымовых газов к стенке трубы и от стенки трубы к пароводяной эмульсии, пару или воде;

δ_3 , $\delta_{тр}$ и δ_n — соответственно толщины слоя золы и сажи на наружной поверхности трубы, самой стенки трубы и слоя накипи на внутренней стенке трубы, м;

λ_3 , $\lambda_{тр}$ и λ_n — коэффициенты теплопроводности соответственно сажи и золы, металла трубы и слоя накипи на внутренней стенке трубы.

Величины коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи выражают в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$. В международной системе единиц СИ величины коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи выражают в $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$ или $\text{квт/м}^2 \cdot \text{град}$, причем $1 \text{ квт/м}^2 \cdot \text{град} = 1\,000 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град} = 860 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, а величину коэффициента теплопроводности — в $\text{вт/м} \cdot \text{град}$ или $\text{квт/м} \cdot \text{град}$, причем $1 \text{ квт/м} \cdot \text{град} = 1\,000 \text{ вт/м} \cdot \text{град} = 860 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

Не все величины, входящие в формулу (18-7), имеют одинаково важное значение, а потому ее можно существенно упростить. Прежде всего в условиях рациональной эксплуатации современных котельных агрегатов накипи или иные отложения на внутренних стенках кипятильных, пароперегревательных и экономайзерных труб отсутствуют. Поэтому отсутствует и член δ_n/λ_n в этой формуле. Величина $\delta_{тр}/\lambda_{тр}$ вследствие высокой теплопроводности металла оказывается столь незначительной по сравнению с другими величинами, что ее значением без заметного снижения точности тоже можно пренебречь.

Далее, если величина α_1 обычно изменяется в пределах 20 — 50 $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, то величина α_2 изменяется в значительно больших пределах: 500—3 000 $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ при теплоотдаче от стенки к водяному пару, 5 000—15 000 $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ при теплоотдаче от стенки к некипящей воде и

10 000—100 000 ккал/м²·ч·град и выше при теплоотдаче от стенки к кипящей воде. Поэтому обычно величина $1/\alpha_2$ в формуле (18-7) составляет 5—0,1% величины $1/\alpha_1$, вследствие чего и ею часто можно пренебречь.

В результате сказанного формулу (18-7), когда ею пользуются для расчета поверхностей нагрева, состоящих из кипятильных и экономайзерных труб, можно упростить

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \varepsilon} = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \alpha_1}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (18-8)$$

где $\varepsilon = \delta_3/\lambda_3$ — коэффициент загрязнения наружной поверхности трубы, м²·ч·град/ккал (м²·град/квт).

Таким образом, коэффициент теплопередачи в кипятильных и экономайзерных трубах определяется величиной коэффициента теплоотдачи от дымовых газов к стенке α_1 и степенью загрязнения наружной поверхности труб.

В пароперегревателях величина $1/\alpha_2$ начинает довольно заметно влиять на величину k . Поэтому при расчете пароперегревателей пренебречь значением величины $1/\alpha_2$ нельзя, и в этом случае формула (18-7) принимает вид:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \alpha_1}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (18-9)$$

В воздухоподогревателях величина α_2 становится почти такой же, как и величина α_1 , что исключает возможность пренебречь ею. Однако поскольку пока еще не имеется надежных данных для определения коэффициента загрязнения воздухоподогревателей, величину коэффициента теплопередачи для воздухоподогревателей определяют по формуле

$$k = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (18-10)$$

где ξ — коэффициент использования поверхности нагрева воздухоподогревателя, который составляет 0,65—0,85 в зависимости от рода топлива и типа воздухоподогревателя.

Отдача тепла дымовыми газами стенке трубы происходит как чистой конвекцией, так и излучением; при высокой температуре дымовых газов излучение оказывает заметное влияние на процесс передачи тепла: например, в кипятильных пучках и пароперегревателях количество тепла, передаваемое излучением дымовых газов, может достигать 15% и больше общего количества тепла, передаваемого в газоходе. В этом случае общий коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке трубы определяется в результате суммирования коэффициента теплоотдачи конвекцией и коэффициента теплоотдачи излучением и выражается формулой

$$\alpha_1 = \omega \alpha_k + \alpha_l, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (18-11)$$

где α_k и α_l — соответственно коэффициенты теплоотдачи конвекцией и излучением, ккал/м²·ч·град;

ω — коэффициент омывания поверхности нагрева дымовыми газами, составляющий 0,9—0,95.

В котельном агрегате коэффициент теплоотдачи не является физической константой, а изменяется в широких пределах в зависимости от конкретных условий работы поверхностей нагрева. Величина α_k зависит от характера

омывания трубного пучка дымовыми газами — поперечного или продольного, а при поперечном омывании — еще от характера расположения труб — коридорного или шахматного. Кроме того, величина α_k зависит от скорости омывания дымовыми газами трубного пучка, заметно возрастающая с увеличением этой скорости, и — в меньшей степени — от диаметра омываемых труб, увеличиваясь с уменьшением его.

Величина α_k возрастает с ростом температуры газов и понижением температуры тепловоспринимающей поверхности, с повышением содержания в газах углекислоты и водяных паров, а также содержания взвесей, с увеличением толщины слоя излучающих газов.

Величину коэффициента теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных пучков гладких труб (рис. 18-2, а) выражают формулой

$$\alpha_k = 0,177 C_z \frac{\lambda_r}{d} \left(\frac{\omega d}{\nu_r} \right)^{0,64}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (18-12)$$

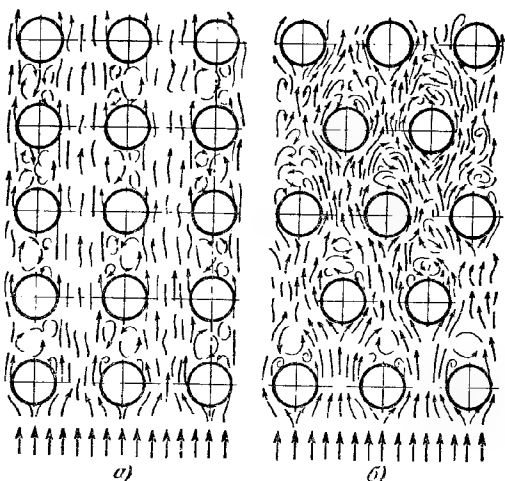


Рис. 18-2. Характер движения газов при поперечном омывании трубного пучка.

а — пучок с коридорным расположением труб; б — пучок с шахматным расположением труб.

где C_z — коэффициент, учитывающий число рядов труб в пучке по ходу дымовых газов или воздуха;

λ_r — коэффициент теплопроводности дымовых газов или воздуха при средней температуре потока, ккал/м·ч·град;

ν_r — коэффициент кинематической вязкости дымовых газов или воздуха при той же температуре, м²/сек;

ω — усредненная скорость движения дымовых газов или воздуха в трубном пучке, м/сек;

d — диаметр труб, м.

При поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков (рис. 18-2, б) для случая, когда величина

$$\frac{s_1 - 1}{\frac{s_1}{d} - 1} < 0,7, \quad (18-13)$$

коэффициент теплоотдачи конвекцией можно выразить формулой

$$\alpha_k = 0,270 C_z \frac{\lambda_r}{d} \left(\frac{\omega d}{\nu_r} \right)^{0,6}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (18-14)$$

а когда величина (18-13) больше 0,7, — формулой

$$\alpha_k = 0,295 C_z \frac{\lambda_r}{d} \left(\frac{\omega d}{\nu_r} \right)^{0,6} \left(\frac{\frac{s_1 - 1}{d}}{\frac{s_d}{d} - 1} \right)^{0,25}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}. \quad (18-15)$$

В формулах (8-13) и (8-15):

s_1 — поперечный шаг труб, м;

s_d — диагональный шаг труб, м, определяемый по выражению

$$\frac{s_d}{d} = \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{s_1}{d} \right)^2 + \left(\frac{s_2}{d} \right)^2}, \quad (18-16)$$

где s_2 — продольный шаг труб, м.

Значения λ_r и γ_r зависят от природы теплоносителя и температуры его. При отдаче тепла дымовыми газами значения λ_r и γ_r принимают для дымовых газов среднего состава по приведенным ниже данным.

Температура θ , °С	Коэффициент теплопроводности, $\lambda_r \cdot 10^3$, ккал/м·ч·град	Коэффициент кинематической вязкости $\gamma_r \cdot 10^6$, м²/сек	Критерий Прандтля Pr
0	1,96	12,2	0,72
100	2,69	21,5	0,69
200	3,45	32,8	0,67
300	4,16	45,8	0,65
400	4,90	60,4	0,64
500	5,64	76,3	0,63
600	6,38	93,6	0,62
700	7,11	112	0,61
800	7,87	132	0,60
900	8,61	152	0,59
1 000	9,37	174	0,58
1 100	10,1	197	0,57
1 200	10,8	221	0,56

Усредненную скорость дымовых газов в пучке труб определяют по формуле

$$\omega = \frac{B_p V_r}{3600 F_r} \cdot \frac{\theta^{cp} + 273}{\theta^{cp}}, \text{ м/сек}, \quad (18-17)$$

где B_p — расчетный часовой расход топлива на котельный агрегат, кг/ч (или м³/ч);

F_r — площадь поперечного сечения газохода, м²;

θ^{cp} — усредненная температура дымовых газов, °С.

В качестве поперечного сечения принимают сечение, перегородженное трубами (живое сечение), так что площадь поперечного сечения определяют по формуле

$$F_r = a(b - zd), \text{ м}^2, \quad (18-18)$$

где a — размер газохода в направлении труб, м;

b — размер газохода в направлении поперек труб, м;

z — число труб, перегородивших сечение газохода в одном ряду;

d — диаметр труб, м.

Усредненную температуру дымовых газов в поверхности нагрева подсчитывают по формуле

$$\theta^{cp} = \frac{\theta' + \theta''}{2}, \text{ °С}, \quad (18-19)$$

где θ' и θ'' — температуры дымовых газов при входе в поверхность нагрева и выходе из нее, °С.

По аналогичным формулам определяют и скорость воздуха.

Значения поправочного коэффициента C_z в формулах (18-12), (18-14) и (18-15) составляют:

	Коридорное расположение труб				Шахматное расположение труб			
Число рядов	2	5	10	20	2	5	10	20
Величина C_z	0,88	0,95	0,99	1	0,76	0,9	0,98	1

Для облегчения определения величины коэффициента теплоотдачи конвекцией по формуле (18-12) служит номограмма на рис. 18-3, а по формулам (18-14) и (18-15) — номограмма на рис. 18-4.

Как видно из формул (18-12), (18-14) и (18-15), при поперечном омывании шахматных пучков труб скорость омывания и диаметр труб влияют на величину α_k почти так же, как и при поперечном омывании коридорных пучков. Однако значения численных коэффициентов в формулах (18-14) и (18-15) значительно выше, чем в формуле (18-12). Это указывает на то, что теплоотдача конвекцией при поперечном омывании пучков труб более интенсивна, чем при омывании коридорных пучков (для пучков котельных агрегатов на 20—50%). Тем не менее в котлостроении коридорные пучки успешно конкурируют с шахматными, так как они удобнее в эксплуатации.

При продольном омывании труб как в случае движения теплоносителя внутри трубы, так и в случае движения его вокруг трубы коэффициент теплоотдачи конвекцией выражается формулой

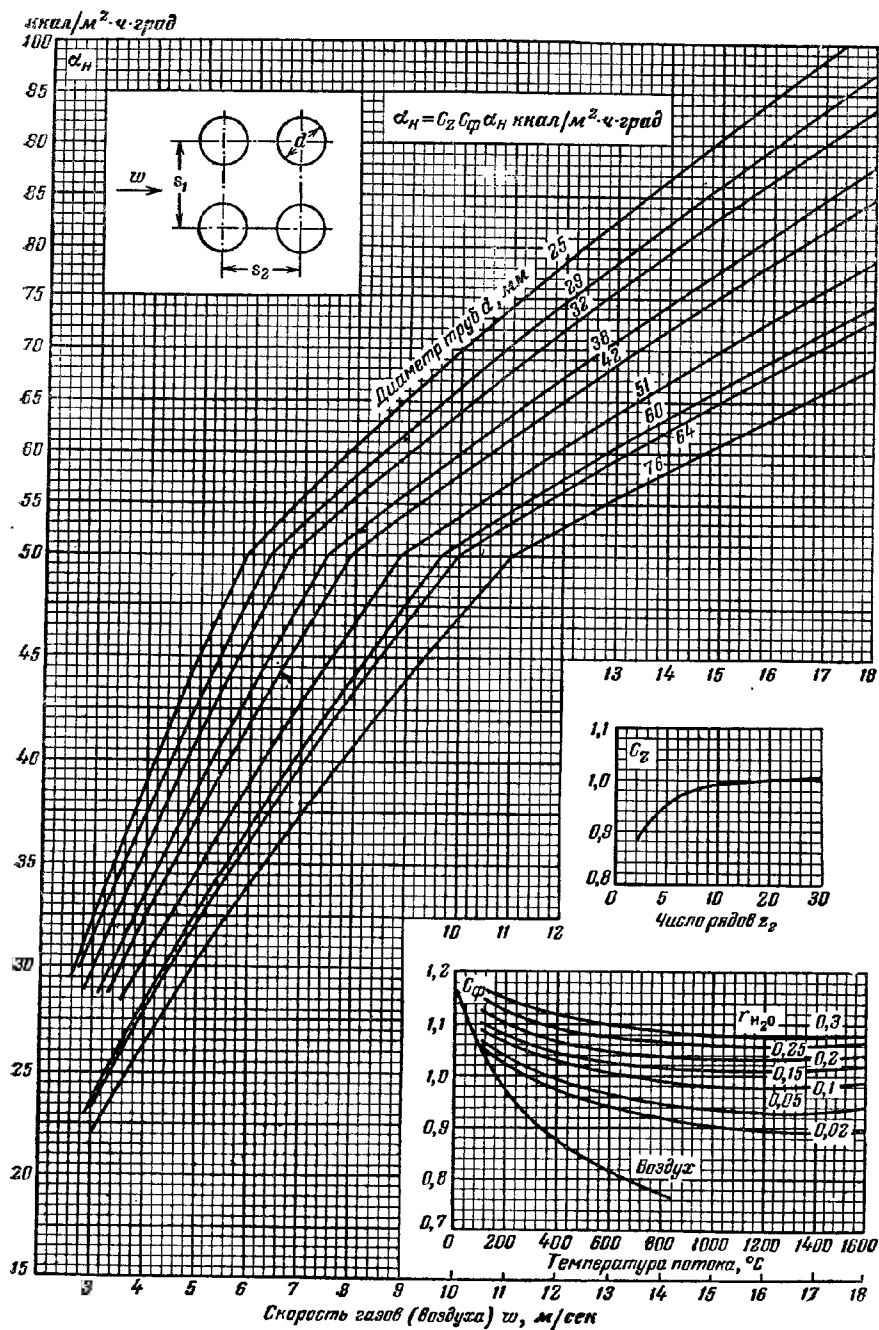


Рис. 18-3. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков.

ккал/м²·ч·град

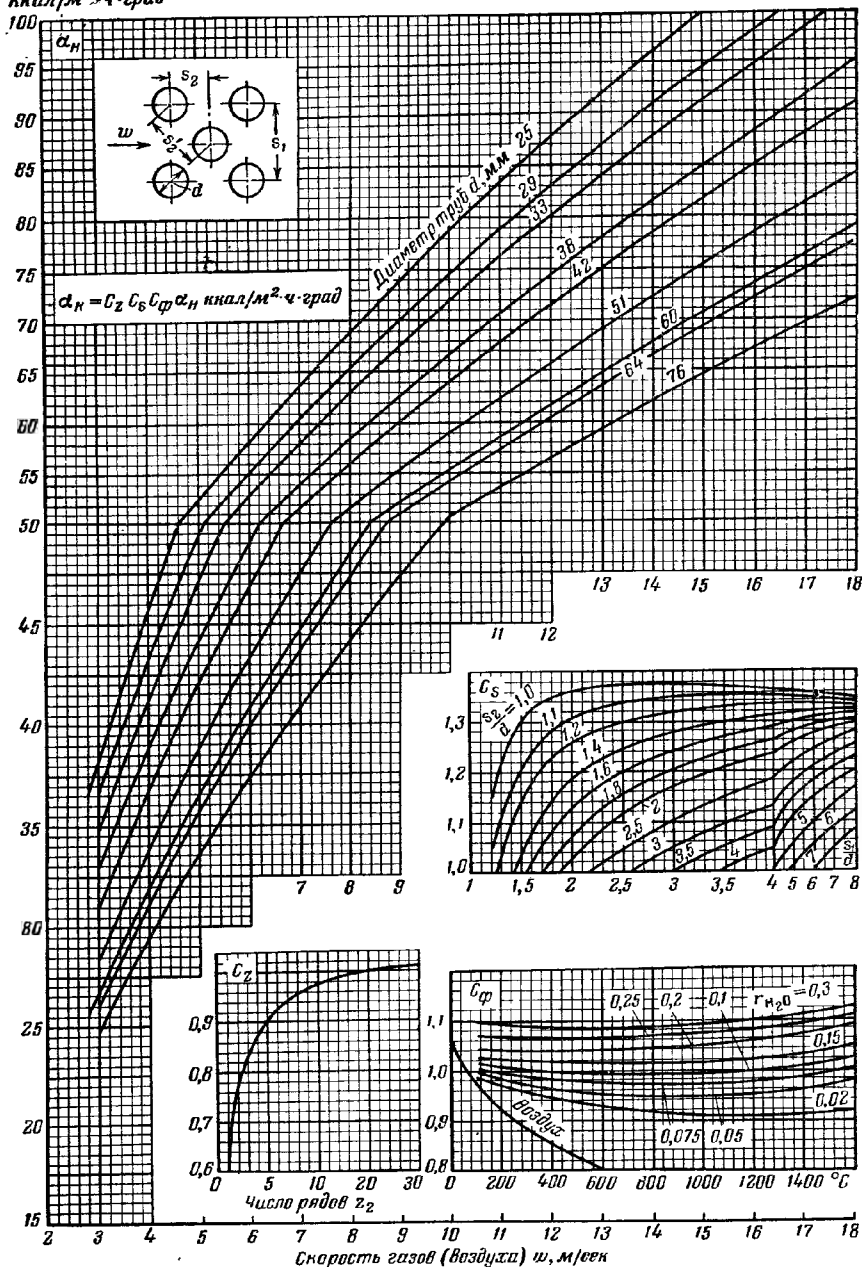


Рис. 18-4. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков.

$$\alpha_k = 0,023 \frac{\lambda_r}{d} \left(\frac{wd}{\nu_r} \right)^{0,8} Pr^{0,4} C_t, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (18-20)$$

где C_t — поправка, равная 1,06 при охлаждении газов и 1,00 при нагревании воды и пара;

Pr — критерий Прандтля.

Эта формула справедлива для труб, длина которых превышает 50 диаметров; при

ккал/м²·ч·град

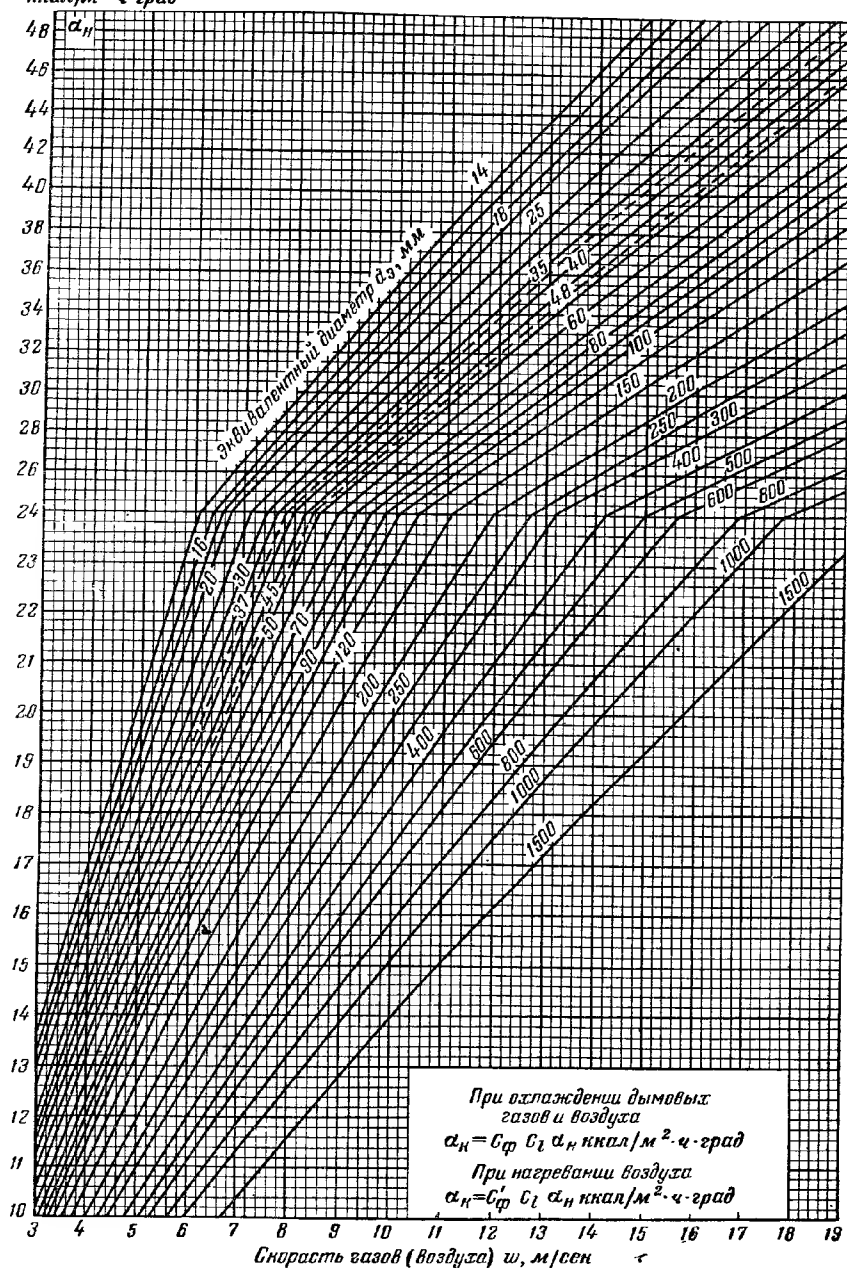


Рис. 18-5. Номограмма для определения коэффициента теплоот

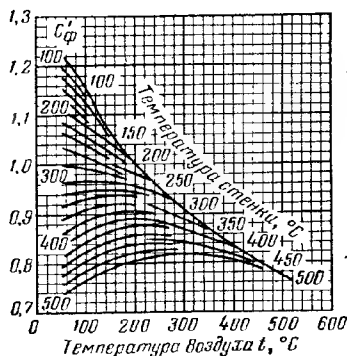
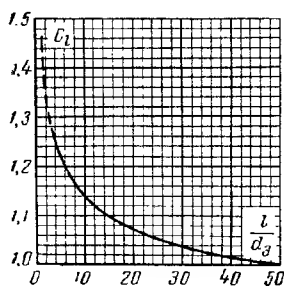
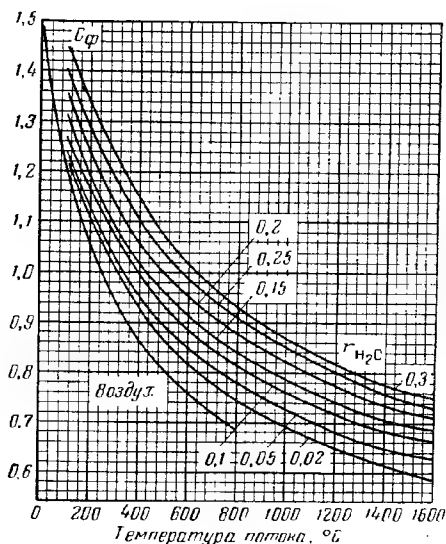
более коротких трубах вводят особую поправку. Формула пригодна как для случая теплоотдачи от воздуха и дымовых газов, так и для случая теплоотдачи к воде и водяному пару. Влияние рода теплоносителя учитывается величиной критерия Прандтля. При продольном омывании пучков труб в газоходах в качестве величины диаметра в формуле (18-20) принимают эквивалентную величину

$$d_3 = \frac{4ab}{\pi d} - d, \text{ м}, \quad (18-21)$$

где a и b — поперечные размеры газохода в свету, м;
 z — число труб в газоходе.

Для определения величины коэффициента теплоотдачи конвекцией при продольном омывании труб по формуле (18-15) построены номограммы, показанные на рис. 18-5, 18-6 и 18-7.

Как видно из формулы (18-20), при продольном омывании труб скорость газов (или воздуха) влияет на величину α_k более резко, чем при поперечном омывании трубных пучков, а диаметр трубы, — менее резко. Передача тепла конвекцией при продольном омывании трубных пучков происходит менее интенсивно, чем при поперечном; для распространенных в котлостроении диаметров труб 51—76 мм при скорости газов (или воздуха) 7—10 м/сек величина α_k при продольном омывании трубных пучков оказывается приблизительно в 2 раза меньшей, чем при поперечном. Поэтому в современном котлостроении продольное омывание трубных пучков распространено мало. Продольное омывание при движении теплоносителя внутри труб происходит только при движении дымовых газов в трубчатых воздухоподогревателях, а также при движении воды и пара в экономайзерных, кипятильных и пароперегревательных трубах.



дачи при продольном омывании для воздуха и дымовых газов.

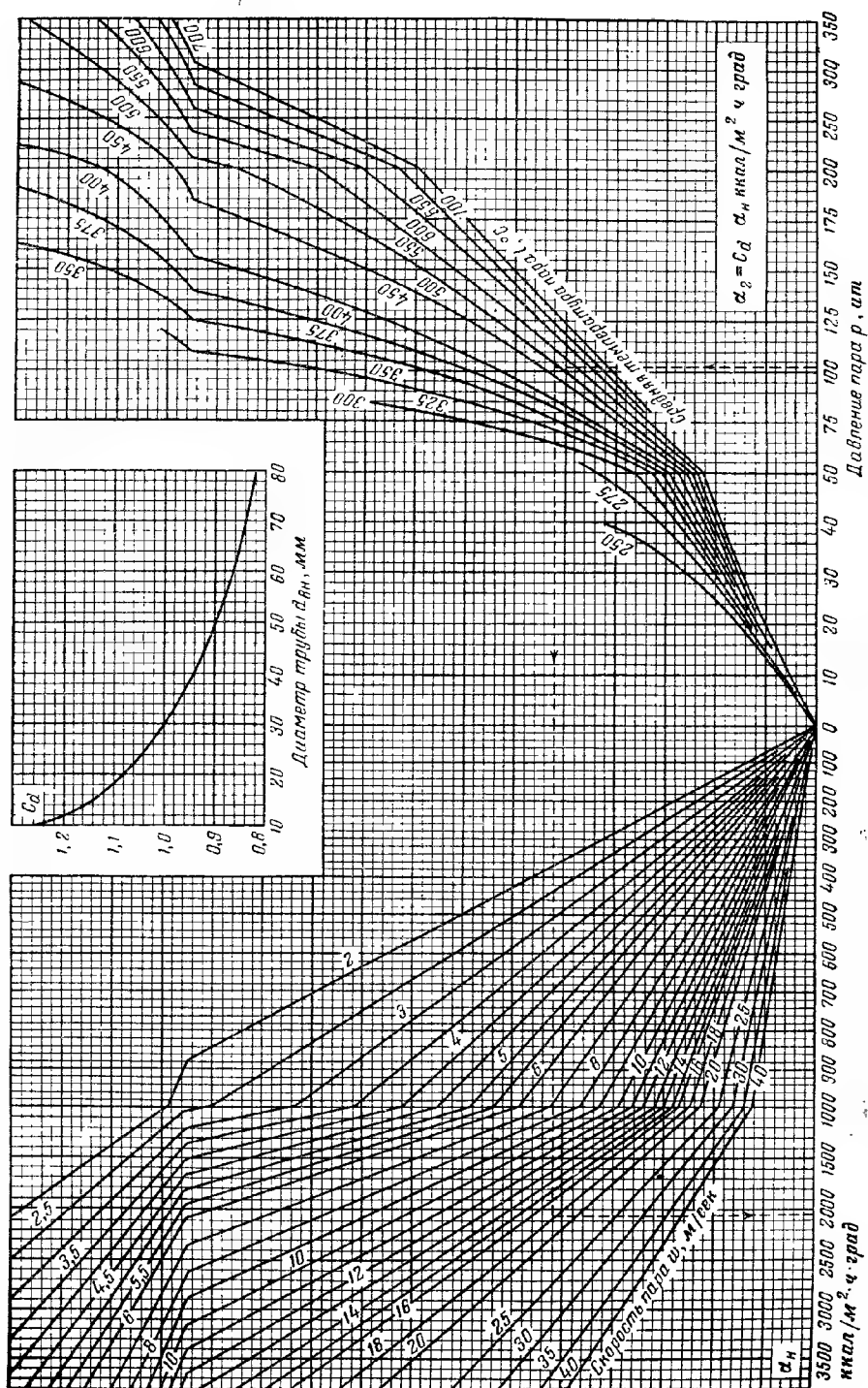


Рис. 18-6. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи при продольном омовании для перегретого пара

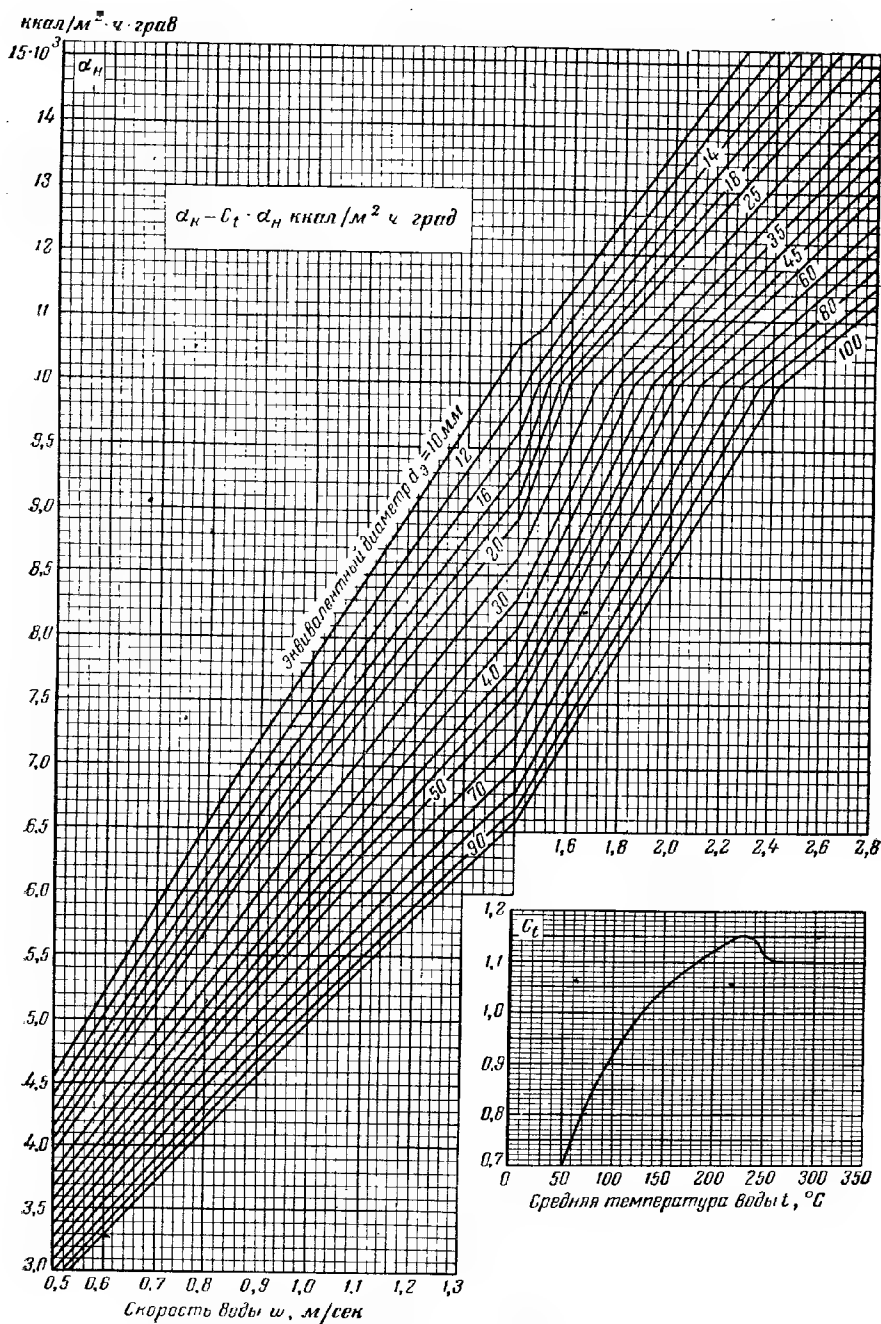


Рис. 18-7. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи при продольном омывании для некипящей воды.

Анализ формул (18-12), (18-14) и (18-15) показывает, что интенсификации теплопередачи в конвективных трубных пучках можно достигнуть двумя путями; увеличением скорости омывания труб и уменьшением их диаметра. Первый путь ограничен тем, что повышение скорости газов в трубных пучках приводит к резкому повышению их аэродинамического сопротивления (см. гл. 21), что сопровождается соответствующим увеличением требуемого давления дымососов и расхода электроэнергии на тягу. Кроме того, при сжигании твердого топлива увеличение скорости омывания труб приводит к резкому увеличению истирания их летучей золой (см. § 18-5). В соответствии с этим скорость дымовых газов в трубных пучках стабилизируется на уровне 8—14 м/сек и больше уже не повышается. Второй путь повышения теплопередачи в конвективных поверхностях нагрева в современном котлостроении используется более широко.

В послевоенные годы перешли от кипяtilьных труб диаметром 76 мм к кипяtilьным трубам диаметрами 60 и 51 мм; в пароперегревателях и водяных экономайзерах имеется тенденция к уменьшению диаметра труб с 38 до 32 мм; в трубчатых воздухоподогревателях диаметр труб уменьшен с 51 до 40 мм и имеется тенденция к дальнейшему уменьшению его.

Величину коэффициента теплоотдачи излучением для запыленного потока (с учетом излучения золы) выражают формулой

$$\alpha_{\lambda} = 4,9 \cdot 10^{-8} \frac{a_{\text{ст}} + 1}{2} a_{\text{г}} T_{\text{г}}^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{г}}}\right)^4}{1 - \frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{г}}}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (18-22)$$

а для чистого газового потока (не запыленного или пренебрежимо мало запыленного золой) — формулой

$$\alpha_{\lambda} = 4,9 \cdot 10^{-8} \frac{a_{\text{ст}} + 1}{2} a_{\text{г}} T_{\text{г}}^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{г}}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{г}}}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (18-23)$$

где $T_{\text{г}}$ и $T_{\text{ст}}$ — соответственно абсолютные температуры потока газов и наружной поверхности слоя осевших на трубе золовых отложений, °К;

$a_{\text{г}}$ — степень черноты потока газов, представляющая собой то же, что и степень черноты несветящейся части факела $a_{\text{несв}}$;

$a_{\text{ст}}$ — степень черноты слоя загрязнений, осевших на трубе, принимаемая постоянной и равной 0,82.

Величину $T_{\text{г}}$ определяют как среднеарифметическую из абсолютных температур дымовых газов при входе в пучок и выходе из него. Величину $T_{\text{ст}}$ определяют из уравнения теплопередачи для плоской стенки в виде:

$$T_{\text{ст}} = t_{\text{тр}} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) q + 273, \text{ } ^\circ\text{К}, \quad (18-24)$$

где $t_{\text{тр}}$ — температура наружной поверхности труб, образующих конвективный пучок, которая может быть принята равной средней температуре среды, протекающей в трубах, °С;

q — тепловое напряжение поверхности нагрева [см. формулу (18-2)], ккал/м² · ч.

Степень черноты потока дымовых газов определяют по той же методике, что и степень черноты несветящейся части факела $a_{\text{несв}}$ (см. § 12-2, с использованием тех же формул (12-17), (12-19), (12-20) и (12-21) или (12-17), (12-20), (12-22). При этом в качестве температуры в формулу (12-20) вводится величина $T_{\text{г}}$, а толщину излучающего слоя s в формуле (12-17) определяют по следующим формулам:

$$\text{при } \frac{s_1 + s_2}{d} \leq 7$$

$$s = \left(1,87 \frac{s_1 + s_2}{d} - 4,1 \right) d, \text{ м}, \quad (18-25)$$

ккал/м²·ч·град

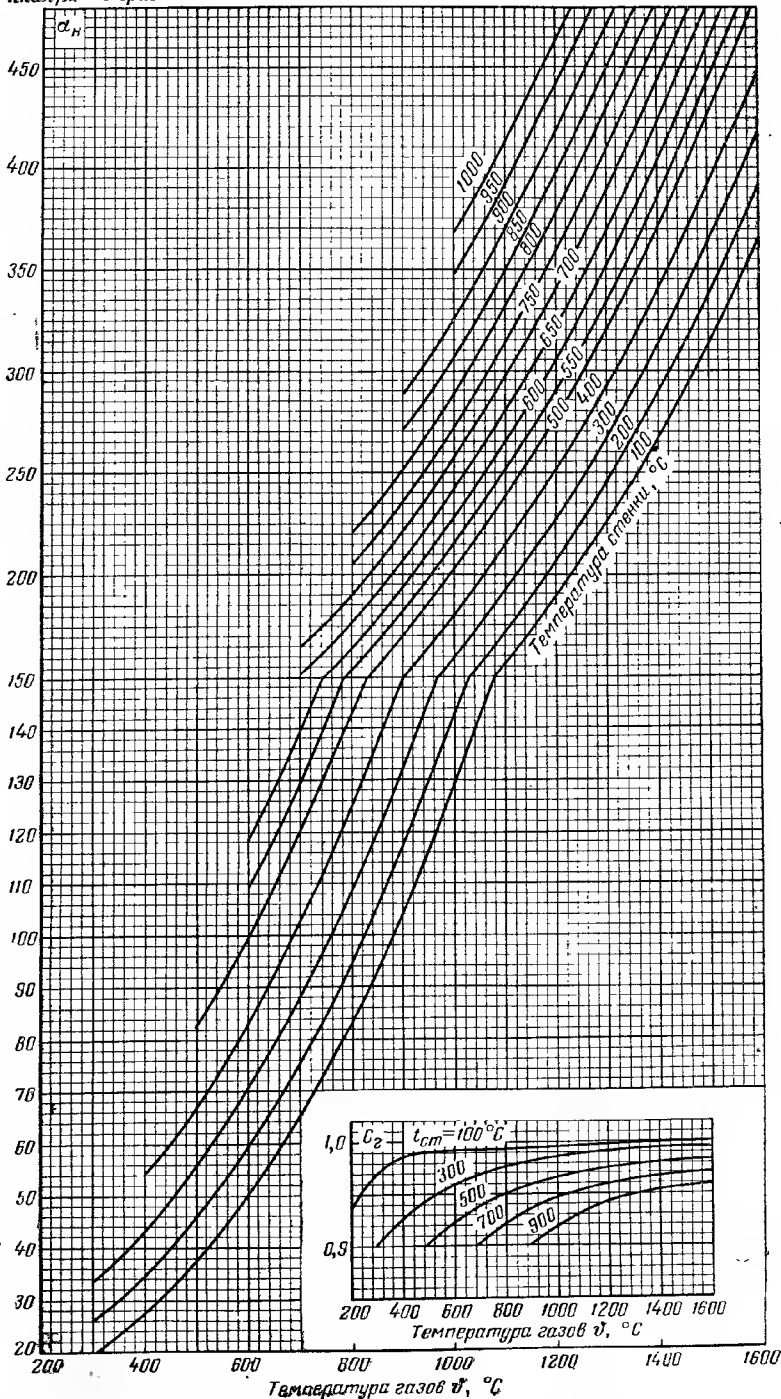


Рис 18-8. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи излучением запяленного потока дымовых газов.

при $7 < \frac{s_1 + s_2}{d} < 13$

$$s = \left(2,82 \frac{s_1 + s_2}{d} - 10,6 \right) d, \text{ м.} \quad (18-26)$$

По формуле (18-22) построена номограмма на рис. 18-8 для абсолютно черного потока.

Для определения величины α_d для потока, имеющего степень черноты $a_T = a_{\text{чесв}}$, значение α_d , определенное по номограмме на рис. 18-8, должно быть умножено на величину $a_T = a_{\text{чесв}}$, определенное по номограмме на рис. 12-4. Для определения величины α_d для изапыленного потока в значение $a_T = a_{\text{чесв}}$ вводят поправку C_T по вспомогательному полю номограммы на рис. 18-8.

Для чугунных ребристых экономайзеров величина коэффициента теплопередачи k определяется по графику рис. 18-9 с учетом того, что $k = k_{\text{н}} C_{\theta}$.

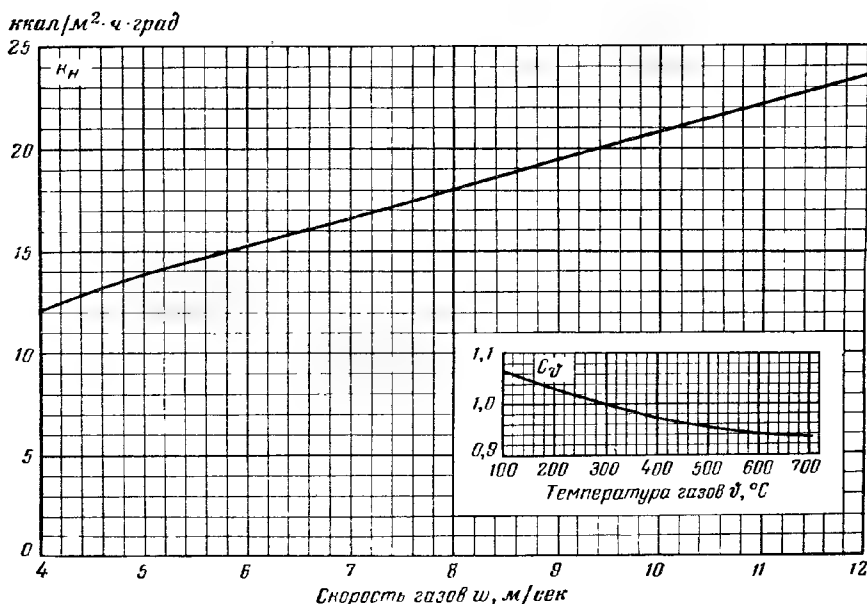


Рис. 18-9. График для определения коэффициента теплопередачи для чугунных ребристых водных экономайзеров ВТИ. При сжигании мазута величину коэффициента теплопередачи снижают на 25%

18-4. УРАВНЕНИЯ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА И ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Количество тепла, которое воспринимается каждой данной поверхностью нагрева от дымовых газов, определяется по двум уравнениям: теплового баланса поверхности нагрева и теплопередачи в ней.

Уравнение теплового баланса поверхности нагрева

$$Q = \varphi (\dot{I}' - \dot{I}'' + \Delta \alpha \dot{I}_{\text{прс}}^0), \text{ ккал/кг (ккал/м}^3\text{)}, \quad (18-27)$$

где Q — тепло, воспринятое рассчитываемой поверхностью нагрева путем конвекции и излучения дымовых газов, отнесенное к 1 кг (м³) топлива;

φ — коэффициент сохранения тепла;

$\dot{I}'$ и $\dot{I}''$ — энтальпии дымовых газов на входе в рассчитываемую поверхность нагрева и выходе из нее, ккал/кг (ккал/м³);

$\Delta \alpha \dot{I}_{\text{прс}}^0$ — количество тепла, вносимого в рассчитываемую поверхность нагрева присосанным воздухом (табл. 4-2), ккал/кг (ккал/м³).

Уравнение теплопередачи в поверхности нагрева

$$Q = \frac{kH \Delta t}{B_p}, \text{ ккал/кг (ккал/м}^3\text{)}, \quad (18-28)$$

где k — коэффициент теплопередачи в рассчитываемой поверхности нагрева, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

H — величина рассчитываемой поверхности нагрева, м^2 ;

Δt — температурный напор, определяемый по формуле (18-5) или (18-6), $^{\circ}\text{C}$;

B_p — расчетный часовой расход топлива, $\text{кг/ч (м}^3\text{/ч)}$.

Величина Q в левой части уравнения (18-28) в раскрытой форме для разных поверхностей нагрева имеет различный вид:

для пароперегревателя

$$Q = \frac{D}{B_p} (i''_{п.п} - i''), \text{ ккал/кг (ккал/м}^3\text{)}, \quad (18-29)$$

где D — расчетная часовая паропроизводительность котельного агрегата, кг/ч ;

$i''_{п.п}$ и i'' — соответственно энтальпии насыщенного пара, поступающего в пароперегреватель, и перегретого пара, ккал/кг ;

для водяного экономайзера

$$Q = \frac{\left(1 + \frac{\pi}{100}\right) D}{B_p} (i''_{в.э} - i'_{в.э}), \text{ ккал/кг (ккал/м}^3\text{)}, \quad (18-30)$$

где $i'_{в.э}$ и $i''_{в.э}$ — соответственно энтальпии питательной воды и воды (или пароводяной смеси) при выходе из водяного экономайзера, ккал/кг ;

для воздухоподогревателя

$$Q = \left[\beta''_{вп} + \frac{\Delta \alpha_{вп}}{2} \right] (I^{0''}_{вп} - I^{0'}_{вп}), \text{ ккал/кг (ккал/м}^3\text{)}, \quad (18-31)$$

где $\beta''_{вп}$ — отношение количества воздуха на выходе из воздухоподогревателя к теоретически необходимому;

$\Delta \alpha_{вп}$ — присос воздуха в воздухоподогревателе;

$I^{0'}_{вп}$ и $I^{0''}_{вп}$ — соответственно энтальпии теоретически необходимого для горения воздуха при входе в воздухоподогреватель и выходе из него, $\text{ккал/кг (ккал/м}^3\text{)}$.

Для кипяtilьных пучков левая часть уравнения (18-28) в раскрытой форме не может быть выражена, так как нельзя точно установить количество тепла, переданное в отдельных газоходах собственно котла.

18-5. НАРУЖНЫЕ ЗАГРЯЗНЕНИЯ

Наружное загрязнение конвективных поверхностей нагрева котельного агрегата приводит к ухудшению теплопередачи и как следствие к повышению температуры уходящих газов и снижению к. п. д. котельного агрегата. Кроме того, оно увеличивает аэродинамическое сопротивление газового тракта, в результате чего повышаются нагрузка дымососов и расход электроэнергии на тягу.

Характер наружных загрязнений конвективных поверхностей нагрева различен и зависит от рода сжигаемого топлива, способа сжигания его и температурного режима в области загрязняющейся поверхности нагрева. Различают:

а) загрязнение конвективных поверхностей нагрева, у которых температура наружной стенки труб превышает температуру точки росы для сжигаемого топлива;

при сжигании твердого топлива в слоевой или пылеугольной топке;
при сжигании жидкого топлива в факельной топке и иногда твердого топлива в циклонной топке;

при сжигании газообразного топлива;

б) загрязнение конвективных поверхностей нагрева, у которых температура наружной стенки труб ниже температуры точки росы для сжигаемого топлива.

При сжигании твердого топлива в слоевой или пылеугольной топке трубы, температура которых превышает температуру точки росы («сухие» трубы), загрязняются сыпучими отложениями летучей золы, которые сдуваются струей пара или воздуха и легко счищаются механическими средствами. Частицы золы прилипают к трубе под действием сил притяжения поверхностных слоев их атомов. Эффект этих сил возрастает с увеличением отношения поверхности тела к его объему, т. е. с уменьшением размеров тела. В результате чем меньше частицы золы, тем плотнее и крепче они прирастают к поверхности трубы, и наоборот. Этим и объясняется непрочность золовых отложений, образующихся на трубах котельных агрегатов при сжигании твердого топлива в слое или в пылевидном состоянии, когда летучая зола оказывается относительно крупной.

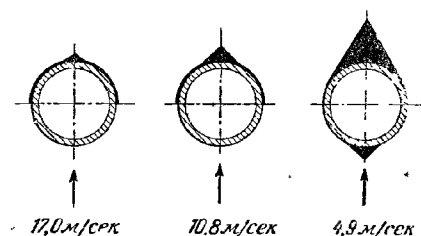


Рис. 18-10. Характер оседания на трубах сыпучих отложений при поперечном омывании трубного пучка (по данным Н. В. Кузнецова).

Нарастание сыпучих отложений летучей золы на чистых трубах вначале происходит очень интенсивно, но затем оно постепенно замедляется и стабилизируется. Характер расположения отложений на трубах определяется аэродинамическими особенностями трубного пучка.

При поперечном омывании трубных пучков местом основного отложения золы независимо от направления газового потока является кормовая сторона труб (рис. 18-10), так как в газовые вихри, образующиеся за кормой трубы, поступают из основного потока лишь более мелкие частицы золы, поскольку они больше следуют движению газовой фазы, чем частицы более крупных размеров. Поэтому в кормовой части трубы создаются более благоприятные условия для оседания золы, чем в лобовой. Размеры отложений на кормовой стороне определяются скоростью омывания труб газовым потоком; они уменьшаются с увеличением скорости. На лобовой части трубы при небольшой скорости омывания также создаются небольшие отложения золы, но при увеличении скорости омывания они исчезают. На боковых образующих трубы оседания золы не происходит ни при какой скорости и последние всегда остаются чистыми, причем с увеличением скорости омывания увеличивается поверхность чистых участков трубы.

Уменьшение размеров отложений с увеличением скорости омывания пучков объясняется тем, что в результате возрастания живой силы летящих частиц золы они легче преодолевают силы притяжения атомов поверхностных слоев. Кроме того, с увеличением скорости движения газового потока крупные частицы золы более эффективно отрывают от поверхности труб осевшие на них мелкие частицы. По этим же причинам загрязнение труб уменьшается с увеличением размеров частиц золы.

Степень загрязнения поверхности нагрева после стабилизации процесса перестает зависеть от концентрации золы в дымовых газах, поэтому при сжигании малозольного топлива поверхности нагрева загрязняются до той же

степени, что и при сжигании многозольного топлива, но этот процесс происходит медленнее, что позволяет увеличить период работы котельного агрегата между обдувками поверхностей нагрева.

Трубные пучки котельного агрегата очищают от сыпучих отложений обдувкой паром, сжатым воздухом или перегретой продувочной водой с помощью специальных обдувочных аппаратов, устанавливаемых в газоходах котельного агрегата.

Вредное влияние наружного загрязнения³ труб конвективных поверхностей нагрева в основном заключается в том, что оно снижает величину коэффициента теплоотдачи данной поверхности нагрева. Поэтому в качестве количественной характеристики, определяющей степень наружного загрязнения конвективных поверхностей нагрева, называемой коэффициентом загрязнения, принимают величину

$$\varepsilon = \frac{\lambda_3}{\delta_3} = \frac{1}{k_3} - \frac{1}{k_4}, \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}, \quad (18-32)$$

где k_3 и k_4 — соответственно коэффициенты теплопередачи для аналогичных загрязненных и чистых пучков труб.

При сжигании твердого топлива величина ε в поперечно оmyваемых трубных пучках заметно уменьшается с увеличением скорости оmyвания и увеличивается приблизительно пропорционально возрастанию диаметра труб. В шахматных пучках при прочих равных условиях коэффициент загрязнения оказывается приблизительно в 2 раза меньшим, чем в коридорных.

Уменьшение продольного относительного шага труб в шахматных пучках с 2 до 1 заметно уменьшает величину коэффициента загрязнения (до 4 раз и более) из-за уменьшения и полного исчезновения отложений золы на кормовой стороне труб. В коридорных пучках величина продольного относительного шага мало влияет на величину ε , так же как и величина поперечного относительного шага труб при шахматном и коридорном расположении их. Почти не влияют на величину ε направление движения потока газов в пучке и величина концентрации летучей золы в газах. Коэффициент загрязнения пучков из ребристых труб значительно выше коэффициента загрязнения пучков из гладких труб.

Из всего изложенного можно было бы заключить, что увеличение скорости оmyвания трубных пучков газовым потоком могло бы явиться рациональным способом самоочистки поверхностей нагрева от наружного загрязнения. Однако это верно только до известного предела, так как увеличение скорости движения газов в трубных пучках сопровождается резким увеличением их аэродинамического сопротивления и как следствие резким увеличением требуемого давления дымососа и расхода электроэнергии на тягу. Кроме того, начиная с некоторой скорости оmyвания, возникает износ труб летучей золой, который резко увеличивается по мере увеличения скорости оmyвания.

Указанное ограничивает нижний предел скорости дымовых газов по условиям заноса поверхностей нагрева летучей золой скоростью 6 м/сек для поперечно оmyваемых пучков и 8 м/сек для трубчатых воздухоподогревателей; верхний предел скорости дымовых газов по условиям предотвращения золового износа принимается равным 9 — 14 м/сек в зависимости от рода топлива и способа сжигания его.

По данным Н. В. Кузнецова основное направление создания мало загрязняющихся конвективных поверхностей нагрева заключается в уменьшении диаметра труб, а при шахматном расположении их еще и в уменьшении их продольного шага.

Величину коэффициента загрязнения гладкотрубных пучков при сжигании твердого топлива, за исключением древесного, определяют по формуле

$$\varepsilon = C_d C_{\text{фл}} \varepsilon_0 + \Delta \varepsilon, \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}, \quad (18-33)$$

где ϵ_0 — исходный коэффициент загрязнения, определяемый по номограмме (рис.18-11);
 C_d — поправка на диаметр труб для коридорных пучков, определяемая по вспомогательному графику той же номограммы;
 $C_{фр}$ — поправка на фракционный состав золы, принимаемая равной 1,0 для углей и сланцев и 0,7 для торфа;
 $\Delta\epsilon$ — поправка, равная 0,002, вводимая только при определении величины ϵ для пароперегревателей, а также для испарительных пучков и переходной зоны прямоточных котлов, второй ступени экономайзеров и одноступенчатых экономайзеров при температуре газов перед поверхностью нагрева, превышающей 400° С.

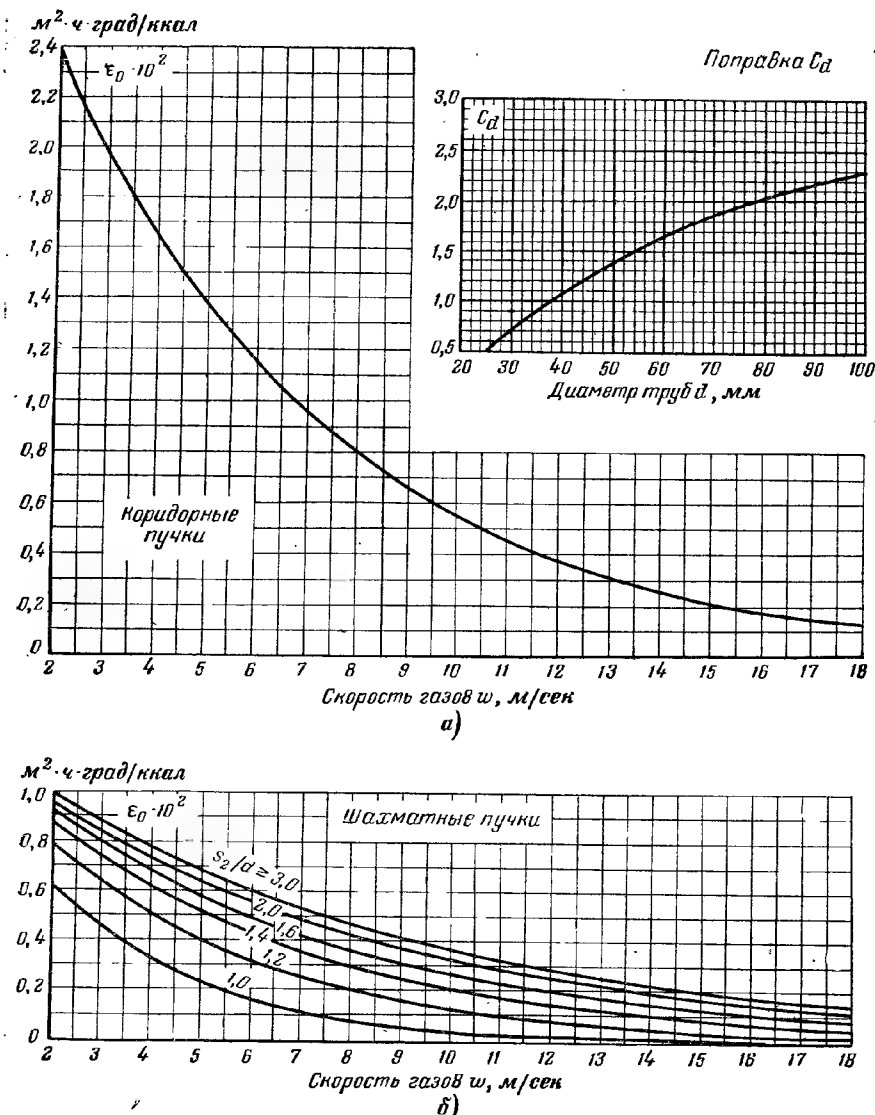


Рис. 18-11. Номограмма для определения коэффициента загрязнения пучков гладких труб в зависимости от скорости омыwania запыленным потоком.
а — коридорное расположение труб; б — шахматное расположение труб.

При сжигании древесного топлива величина коэффициента загрязнения дается интегрально: для котельных пучков — 0,010 м²·ч·град/ккал, для пароперегревателей — 0,008 м²·ч·град/ккал, для гладкотрубных экономайзеров — 0,012 м²·ч·град/ккал.

При сжигании мазута в факеле и некоторых видов твердого топлива в циклонных топках на экранах топки, фестонах, первых рядах кипятильных труб и пароперегревателях образуются отложения в виде плотной, иногда стекловидной, трудно удаляемой корки, толщина которой неограниченно увеличивается. В результате после некоторого периода работы котельного агрегата, который при неблагоприятных условиях может ограничиваться 10—15 днями, толщина слоя плотных отложений может достигнуть 4—7 и даже 15—20 мм. Это вызывает недопустимое повышение температуры отходящих газов и аэродинамического сопротивления газового тракта, что приводит к необходимости срочной остановки котельного агрегата для чистки поверхностей нагрева. В этих прочных отложениях содержатся в большом количестве окиси кремния и железа и сульфаты щелочных металлов. Окиси кремния и железа переходят в отложения из минеральных примесей топлива, где они содержатся в относительно значительных количествах. Сульфаты же щелочных металлов образуются в процессе горения топлива. Вследствие относительно низкой температуры кипения эти сульфаты образуются в парообразном состоянии и только в процессе движения по газоходам котельного агрегата конденсируются, оседают на трубы вместе с очень тонкими частицами окиси кремния и железа, остывают и твердеют. Удалить эти отложения обдувкой не представляется возможным.

Для предотвращения образования указанных отложений при сжигании мазута применяют особые присадки, вводимые в размере 0,1—1,0% количества сжигаемого топлива в топочную камеру или непосредственно в мазут на стадии хранения его или транспорта перед подачей в топку. Эти присадки, влияя на физико-химические процессы, происходящие в минеральной части топлива при его горении, приводят к тому, что отложения на трубах становятся рыхлыми и рассыпчатыми, что позволяет удалять их с поверхностей нагрева обычными обдувочными аппаратами. Распространенной присадкой служит доломит — смесь карбонатов кальция и магния ($\text{CaO} = 30 \div 34\%$; $\text{MgO} = 21 \div 22\%$; $\text{CO}_2 = 38 \div 48\%$), который подают в порошкообразном виде в количестве $\sim 0,1\%$ сожженного топлива вместе с воздухом в топку либо непосредственно в мазут. Существуют еще жидкие присадки, которые подаются в мазутопроводы в количестве $\sim 0,2\%$ расхода топлива.

Поверхности нагрева, расположенные в вертикальных конвективных шахтах, очищают от загрязнений также чугунной дробью с диаметром дробинок 4—6 мм. Ее подают в верхнюю часть шахты, где она особым распределительным устройством равномерно разбрасывается по сечению газохода. Падая через конвективные поверхности, дробь сбивает с труб осевшие на них отложения и вместе с ними собирается в находящемся под шахтой бункере. Затем дробь очищается от золы и вновь поднимается системой пневмотранспорта к верху шахты. Такая система называется дробеочисткой; основное достоинство ее заключается в том, что ею можно пользоваться во время работы котельного агрегата без остановки его.

Расчетные величины коэффициента загрязнения при сжигании мазута принимают равными для котельных пучков и пароперегревателей $0,015 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} / \text{ккал}$, а для гладкотрубных водяных экономайзеров $0,020 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} / \text{ккал}$.

При сжигании газообразного топлива загрязнение конвективных поверхностей нагрева незначительно. Обычно трубы покрываются тонким слоем сажи, которая иногда в незначительных количествах образуется в топке при нарушении установленного режима горения или растопке котла.

Расчетный коэффициент загрязнения при сжигании природного газа принимают равным $0,005 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} / \text{ккал}$ для всех поверхностей нагрева.

Конвективные поверхности нагрева, температура наружной стенки которых ниже температуры точки росы для сжигаемого топлива («потеющие» трубы), загрязняются при сжигании любого зольного топлива. Загрязнения этого рода локализируются в нижней части труб трубчатого воздухопод-

гревателя или в нижних рядах труб чугунного водяного экономайзера котельных агрегатов малой производительности при питании экономайзера холодной водой. Оседая на влажную «потеющую» поверхность нагрева, летучая зола образует слипшуюся корку, которая постепенно нарастает и, высыхая, затвердевает, так как с увеличением толщины корки температура на ее поверхности повышается и конденсация водяных паров из дымовых газов прекращается. Одновременно прекращается и дальнейшее загрязнение. Вследствие локального характера такое загрязнение, как правило, существенно не нарушает нормальной эксплуатации котельного агрегата. От этих загрязнений котельный агрегат очищают при остановке его на ремонт обдувкой сжатым воздухом или механическим способом.

18-6. КОРРОЗИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Коррозией называют разрушение металла под действием внешней среды в результате химических или электрохимических процессов.

По месту возникновения различают коррозию наружную, возникающую на наружной, соприкасающейся с дымовыми газами стороне поверхности нагрева, и внутреннюю, возникающую на внутренней, соприкасающейся с водой и паром стороне поверхности нагрева.

По характеру разрушений различают коррозию равномерную, когда разрушается равномерно вся поверхность металла, соприкасающаяся с корродирующей средой, и местную, когда металл разрушается на отдельных участках поверхности. Местную коррозию различают язвенную, когда образуются довольно широкие язвы, входящие глубоко в металл, точечную, когда такие язвы имеют диаметр, не превышающий 1 мм, и межкристаллитную, когда разрушение металла происходит по границам зерен.

Различают также химическую и электрохимическую коррозию; последняя отличается тем, что происходящие при ней химические реакции сопровождаются возникновением электрического тока, чего не бывает при химической коррозии.

Наружная коррозия поверхностей нагрева котельного агрегата различается по температуре — кислородная и серно-кислотная, которая может возникнуть при сжигании каждого вида топлива, и высокотемпературная — ванадиевая, которая возникает только при сжигании мазута.

Кислородной коррозии подвержены воздухоподогреватели, когда в них поступает слишком холодный воздух, и водяные экономайзеры, когда в них подают слишком холодную воду. В этих случаях в зоне воздухоподогревателя или водяного экономайзера, близкой к месту входа в них воздуха или воды, температура труб становится более низкой, чем температура конденсации водяных паров, содержащихся в дымовых газах, т. е. ниже точки росы. В результате на трубах начинает оседать влага, образовавшаяся вследствие конденсации водяных паров, причем растворенный в ней кислород вступает во взаимодействие с металлом труб, вызывая разделение их.

Вероятность кислородной коррозии увеличивается с повышением влажности топлива и содержания в нем водорода, так как эти факторы, увеличивая количество влаги, содержащейся в дымовых газах, повышают температуру точки росы; последняя составляет при сжигании АШ 27—28° С, при сжигании бурых углей средней влажности 45—55° С, при сжигании мазута 44—45° С, при сжигании природного газа 54—55° С, при сжигании торфа 55—60° С. Поверхности нагрева, выполненные из стали, разрушаются быстрее, чем чугунные.

В основном от кислородной коррозии страдают воздухоподогреватели, потому что они расположены в области более низкой температуры дымовых

газов по сравнению с водяными экономайзерами и температура воздуха, подаваемого в воздухоподогреватель, значительно ниже температуры воды, подаваемой в водяной экономайзер. Коррозия воздухоподогревателей приводит к сквозному проеданию труб, в результате которого появляется переток воздуха в газовый поток, что приводит к повышению количества дымовых газов, перегрузке дымососов и ограничению производительности котельных агрегатов из-за недостатка тяги и дутья.

Кислородную коррозию труб воздухоподогревателя устраняют подогревом воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, до температуры, превышающей на $5-10^{\circ}\text{C}$ температуру точки росы дымовых газов. Подогрев воздуха осуществляют отводом во всасывающую линию дутьевого вентилятора части воздуха, нагретого в воздухоподогревателе (рециркуляция), или установкой специального калорифера для подогрева воздуха, подаваемого в воздухоподогреватель, паром из паропровода или от отбора турбин на электростанции.

Сернико-кислотная коррозия может возникнуть при сжигании топлива, содержащего заметное количество серы, например подмосковного угля или высокосернистого мазута. Коррозия происходит потому, что некоторая незначительная часть серы топлива, окисляющаяся не до сернистого ангидрида SO_2 , а до серного ангидрида SO_3 , соединяясь с водяными парами, содержащимися в дымовых газах, образует серную кислоту H_2SO_4 . В результате в дымовых газах получаются не водяные пары, а двухкомпонентная система $\text{H}_2\text{O}-\text{H}_2\text{SO}_4$, которая ведет себя иначе, чем водяные пары. Когда такая система, находящаяся в парообразном состоянии, охлаждается, из нее начинает выделяться в жидком виде концентрированная серная кислота, причем этот процесс начинается при температуре, значительно более высокой, чем температура конденсации водяных паров.

В котельных агрегатах температура образования жидкой серной кислоты в дымовых газах определяется приведенным содержанием серы в топливе; при сжигании топлива с приведенным содержанием серы $0,05\%$ кг/тыс. ккал она равна $\sim 65^{\circ}\text{C}$, а при сжигании топлива с приведенным содержанием серы $0,4-1,0$ доходит до $125-140^{\circ}\text{C}$. Из-за малого содержания H_2SO_4 в дымовых газах на трубах конденсируется очень незначительное количество серной кислоты, так что быстрого разъедания металла не происходит. Тем не менее со временем коррозия достигает значительных размеров и трубы приходится менять. Скорость сернико-кислотной коррозии своеобразно зависит от температуры металлической поверхности, имея ярко выраженный максимум при температуре $120-140^{\circ}\text{C}$ и заметно уменьшаясь по обе стороны от него.

Устранять сернико-кислотную коррозию путем подогрева воздуха, подаваемого в воздухоподогреватель, нецелесообразно, так как это привело бы к заметному повышению температуры отходящих газов и потери тепла с ними. Уменьшения и устранения сернико-кислотной коррозии достигают путем выполнения части воздухоподогревателя, находящейся в зоне наибольшей коррозии, из чугуновых ребристых труб либо путем защиты труб в местах интенсивной коррозии некорродирующим покрытием, например эмалью. Одновременно с этим стремятся снизить температуру начала выделения жидкой серной кислоты из дымовых газов путем использования присадок, связывающих SO_2 , содержащийся в дымовых газах, и превращающих его в соединения, не вызывающие коррозии, а также адсорбирующих SO_3 , затормаживающих реакцию перехода SO_2 в SO_3 и вызывающих реакцию восстановления SO_3 в SO_2 . Такие присадки применяют главным образом при сжигании мазута, но их можно применять и при сжигании высокосернистого твердого топлива. При сжигании мазута уменьшения сернико-кислотной коррозии можно также достигнуть ведением режима горения при очень малых избытках воздуха ($1,02-1,05$), что уменьшает количество SO_2 , переходящего в SO_3 в процессе горения.

Ванадиевая коррозия, возникающая в высокотемпературной

части газового тракта при сжигании мазута, определяется тем, что и его минеральной части содержатся соединения ванадия, количество которых в пересчете на V_2O_5 доходит до 40 и даже 70% общего количества минеральных примесей. Попадая в дымовые газы и соприкасаясь в газоходах со стальными деталями, температура которых превышает 600—650° С (например, с подвесками и т. п.), ванадиевые соединения вызывают интенсивную коррозию их. В котельных агрегатах высокого и сверхкритического давления, кроме того, может возникнуть коррозия высокотемпературной части пароперегревателя. Уменьшить ванадиевую коррозию можно также применением присадок.

Внутренняя коррозия поверхностей нагрева будет рассмотрена в гл. 23.

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА КОТЕЛЬНЫХ

Глава девятнадцатая

ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО

19-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Топливным хозяйством котельной называют систему механизмов и устройств, которые необходимы для приема, перемещения, хранения и первичной обработки поступающего топлива.

При твердом и жидком топливе осуществляют операции: приема поступающего топлива; доставки его от места приема к котельным агрегатам или на склад, а также со склада к этим агрегатам; обеспечения нормальных условий хранения запаса топлива, который всегда должен быть при котельной во избежание перебоев в работе из-за возможных задержек доставки топлива; первичной обработки топлива; учета прибывающего и расходного топлива. При газообразном топливе хранения газа при котельной не предусматривают и функции топливного хозяйства сводятся к приему газа, подаче его к котельным агрегатам и учету расхода его.

19-2. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО КОТЕЛЬНОЙ, РАБОТАЮЩЕЙ НА ТВЕРДОМ ТОПЛИВЕ

Топливное хозяйство котельной, работающей на твердом топливе, представляет собой систему механизмов, схема работы и компоновка которых определяются количеством сжигаемого топлива, видом его (уголь, торф, горючие сланцы), способом доставки, особенностями выбранных механизмов. Необходимость разгружать, перегружать и погружать большое количество топлива требует полной механизации всех этих операций, так как они очень трудоемки и ручное выполнение их требует большого числа рабочих и значительной затраты денежных средств. Этот принцип является основным при проектировании и эксплуатации топливного хозяйства котельной.

Обычно твердое топливо доставляют к котельной по железнодорожной колее принятой в СССР ширины 1 525 мм. Однако при подаче торфа в небольшие котельные, расположенные неподалеку от места добычи его, пользуются узкоколейными железными дорогами с шириной колеи от 750 до 1 000 мм. Топливо наиболее рационально доставлять в саморазгружающихся вагонах, так как при этом устраняется необходимость в ручной разгрузке.

В небольших котельных топливо часто доставляют автомобильным транспортом.

Большие трудности в эксплуатации создает смерзание влажных углей, происходящее при перевозке их в железнодорожных вагонах в зимнее время. Смерзшийся уголь теряет свою сыпучесть, что создает затруднения при его разгрузке, вызывает дополнительные расходы на эту операцию, нарушает нормальную работу транспортных и перегрузочных механизмов. Для устранения смерзания топлива при перевозке рекомендуется обмасливать топ-

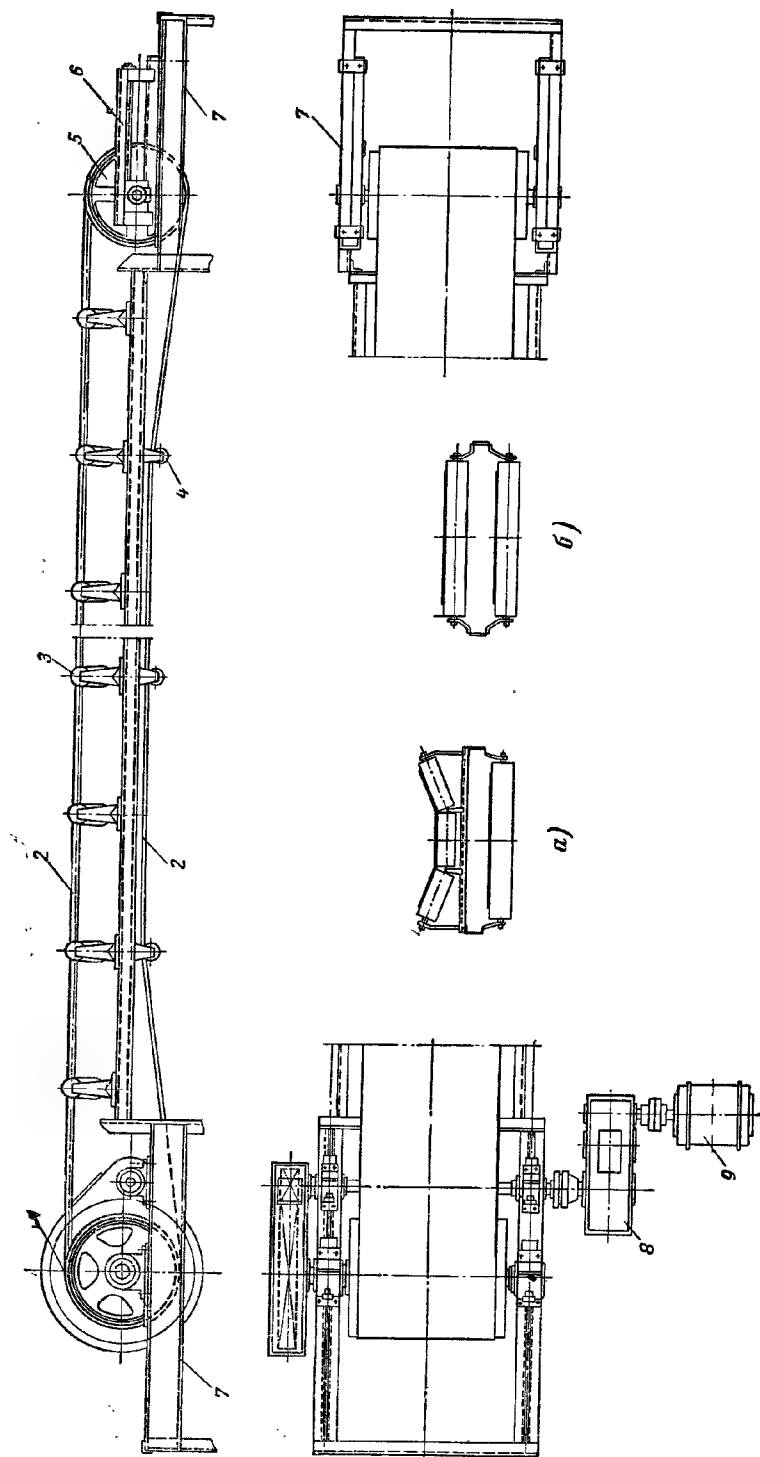


Рис. 19-1. Ленточный конвейер.
 а — желобчатая лент.; б — плоская лент.

ливо тяжелыми маслами, а также смешивать влажный уголь с сухим или с опилками.

Транспортирование твердого топлива в пределах территории котельной осуществляют конвейерами, по которым топливо перемещается непрерывным потоком, и емкостными устройствами, в которых топливо перемещают отдельными порциями в особой таре.

Конвейеры различают ленточные, пластинчатые, ковшовые и др., однако в котельных почти исключительное распространение получили ленточные конвейеры благодаря их дешевизне и простоте, а также применимости как при малом, так и при большом расходе топлива.

Ленточный конвейер (рис. 19-1) состоит из бесконечной гибкой резиновой ленты 2, охватывающей два концевых барабана — 1 и 5. Верхняя — рабочая и нижняя — холостая ветви ленты поддерживаются рядом роликовых опор 3 и 4, выполняемых из роликов диаметром 100—150 мм и устанавливаемых на рабочей ветви через 1—1,2, а на холостой через 2—3 м и более. Ширина ленты в зависимости от производительности конвейера может изменяться в пределах 500—2 000 мм. Верхнюю, рабочую, ветвь выполняют плоской либо желобчатой. В последнем случае верхние роликовые опоры выполняют из трех роликов под углом 20° к горизонту. Производительность конвейеров с желобчатой лентой при данной ширине ее в 2 раза выше производительности конвейеров с плоской лентой, но последние более просты, дешевы и могут подавать куски большого размера.

Концевые барабаны опираются на подшипники, размещенные на концевых рамах 7, которые скрепляются со строительной конструкцией здания. Один из барабанов (1) приводит в движение ленту. Он соединен с электродвигателем 9 через редуктор 8. Другой барабан (5) натяжной. Его подшипники могут перемещаться под действием особых натяжных болтов в раме 6 для создания постоянного по силе натяжения ленты при изменении ее длины в результате изменения температуры или вытягивания.

Топливо на ленту подают через особую загрузочную воронку; сбрасывать топливо можно в любой точке особым сбрасывающим устройством. Ленточный конвейер перемещает топливо горизонтально и может поднимать его под углом до 20° к горизонту. Скорость движения ленты 1,5—2,0 м/сек.

Примерами емкостного транспортера могут служить автопогрузчик, а также скрепер, грейфер и скип. В котельных малой мощности для транспорта топлива в пределах котельной получило распространение скиповое устройство системы Шевьева (см. ниже).

Первичная обработка топлива в малых котельных осуществляется в пристройке к основному зданию, а в котельных средней и большой мощности она обычно сосредоточивается в отдельно стоящей дробильной установке, входящей в систему топливоподачи. В последнем случае (рис. 19-2)

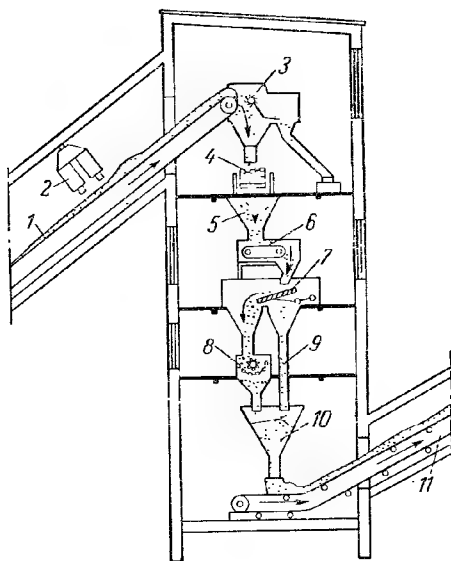


Рис. 19-2. Схема дробильной установки.

топливо со склада конвейером 1 подают в верхнюю часть дробильного помещения, где установлен электромагнитный отделитель металла 2. При сходе с конвейера топливо проходит через щеполоуловитель 3, а затем поступает на транспортер 4, которым распределяется по приемным бункерам 5 дробильной установки. Из бункера 5 топливо питателем 6 подается на грохот 7, где происходит отсев мелких фракций, не требующих дробления, которые по обводному рукаву 9, минуя дробилки 8, направляются в бункер дробленого топлива 10, расположенный под дробилкой.

Более крупные куски топлива, оставшиеся на грохоте, постунают в дробилку 8, из которой они в раздробленном виде попадают в тот же бункер 10, а из него конвейером 11, на котором установлены автоматические весы для регистрации количества поступившего топлива, подаются в бункера котлов.

Отделители металла размещают над ленточным конвейером на высоте 150—200 мм над слоем топлива либо встраивают в кощевой барабан этого конвейера. Наилучший эффект достигается при совместной установке уловителей обоих типов. Расход электроэнергии на питание магнитных отделителей невелик, так как их мощность не превышает нескольких киловатт.

Дробилки применяют двух типов: *молотковые* — для дробления угля, сланцев и фрезерного торфа и *валковые* — для дробления угля и сланцев.

Молотковые дробилки представляют собой камеру, где вращается горизонтальный ротор, состоящий из вала, на котором расположены ступицы с шарнирно укрепленными стальными или чугунными билами. Топливо, поступающее в дробилку, раздробляется ударами быстро движущихся бил. Скорость вращения ротора составляет 500—1 500 об/мин в зависимости от размеров дробилки. Привод дробилки осуществляют непосредственно от электродвигателя. Производительность дробилок составляет от 3 до 1 000 т/ч.

Начальный размер кусков топлива, поступающего в дробилку, не должен превышать 250—300 мм; минимальный размер кусков, выходящих из дробилки, может быть доведен до 10—25 мм и менее. Большая кратность дробления, характерная для молотковых дробилок, приводит к тому, что их применяют в основном для мелкого дробления.

Молотковые дробилки хорошо работают на сухом топливе с малым содержанием серного колчедана. При дроблении влажного топлива происходит замазывание дробилки и снижение ее производительности, особенно при мелком дроблении. При дроблении топлива с большим содержанием серного колчедана происходит усиленный износ бил. Удельный расход электроэнергии на дробление топлива в молотковых дробилках колеблется в пределах от 0,6—0,8 до 1,4—1,5 *квт·ч/т*, возрастаая с увеличением кратности дробления, твердости и влажности топлива.

Валковые дробилки выполняют в виде двух параллельно расположенных горизонтальных валков с зубчатой поверхностью, вращающихся встречно со скоростью 2—6 об/сек. Топливо дробится раздавливанием при попадании между валками. Производительность валковых дробилок составляет 40—300 т/ч; в них можно подавать топливо с размером кусков до 500 мм и более. Кратность дробления валковых дробилок невелика и обычно не превышает 5, поэтому их применяют в основном для дробления топлива, содержащего очень крупные куски.

Валковые дробилки отличаются спокойным ходом и относительно малой чувствительностью к попаданию в них металлических предметов. На сухом топливе они работают хорошо, но при дроблении влажного топлива замазываются. В процессе работы зубья дробилки постепенно изнашиваются. Срок службы их зависит в основном от твердости топлива и колеблется в пределах 1 000—10 000 ч. Восстанавливают зубья наваркой твердым сплавом.

Грохочение топлива можно производить на грохотах различных типов. *Топливные склады* различают *базисные* и *расходные*. Ба-

зисные склады имеют большую емкость и размещаются вне территории котельных в удобных местах, хорошо связанных с железной дорогой; они по большей части предназначены для централизованного хранения топлива, подлежащего подаче в различные котельные района. Расходные склады размещают на территории котельных, предназначая их для хранения более ограниченного запаса топлива — только для данной котельной.]

Топливные склады выполняют открытыми, так как сооружение закрытых складов связано с затратой большого количества материалов и производством больших строительных работ, в результате чего такие склады получаются очень дорогими. В зависимости от степени надежности доставки топлива расходный склад проектируют на одно-двухнедельный запас топлива. При отсутствии или удаленности базисного склада емкость расходного склада может быть увеличена.

Механизацию погрузочно-разгрузочных работ на складах, предназначенных для хранения угля, осуществляют на складах котельных малой и средней мощности с расходом топлива до 100—120 *т/ч* автопогрузчиками, бульдозерами, поворотными грейферными кранами и скреперными установками, а на складах мощных котельных — мостовыми грейферными кранами (перегружателями), скреперами и бульдозерами.]

На рис. 19-3, *а* и *б* показано выполнение системы углеподачи и угольного склада для небольшой котельной с применением автопогрузчиков и вертикально-горизонтального транспортера системы Шевьева. Топливо из штабеля 1 доставляется автопогрузчиком 4 по пандусу 6 к приемному бункеру 7 котельной 13. Из этого бункера топливо наклонным питателем подается в дробилку 8 и после дробления поступает в промежуточную воронку, размещенную под дробилкой. Из этой воронки уголь периодически засыпается в ковш 9 транспортера системы Шевьева, который, перемещаясь лебедкой 11, по специальным непрерывным вертикально-горизонтальным направляющим 10 доставляет уголь в бункера 12 котельной. В бездействии автопогрузчик содержится под навесом 2. Взвешивают топливо на автомобильных весах 5.

На рис. 19-3, *в* представлен пример выполнения топливного хозяйства крупной котельной. Разгрузка топлива производится в сдвоенную траншею 1, оборудованную скреперными устройствами, приводимыми от лебедок 5. Разгруженное топливо подается в бункера 2 и 3. Из бункеров 2 топливо подается на склад, а из бункеров 3 — в грохот 4 и дробилку 6 и далее ленточным конвейером 11 в пересыпной узел 12, из которого уголь перегружается на конвейер 13, распределяющий топливо по бункерам котлов.

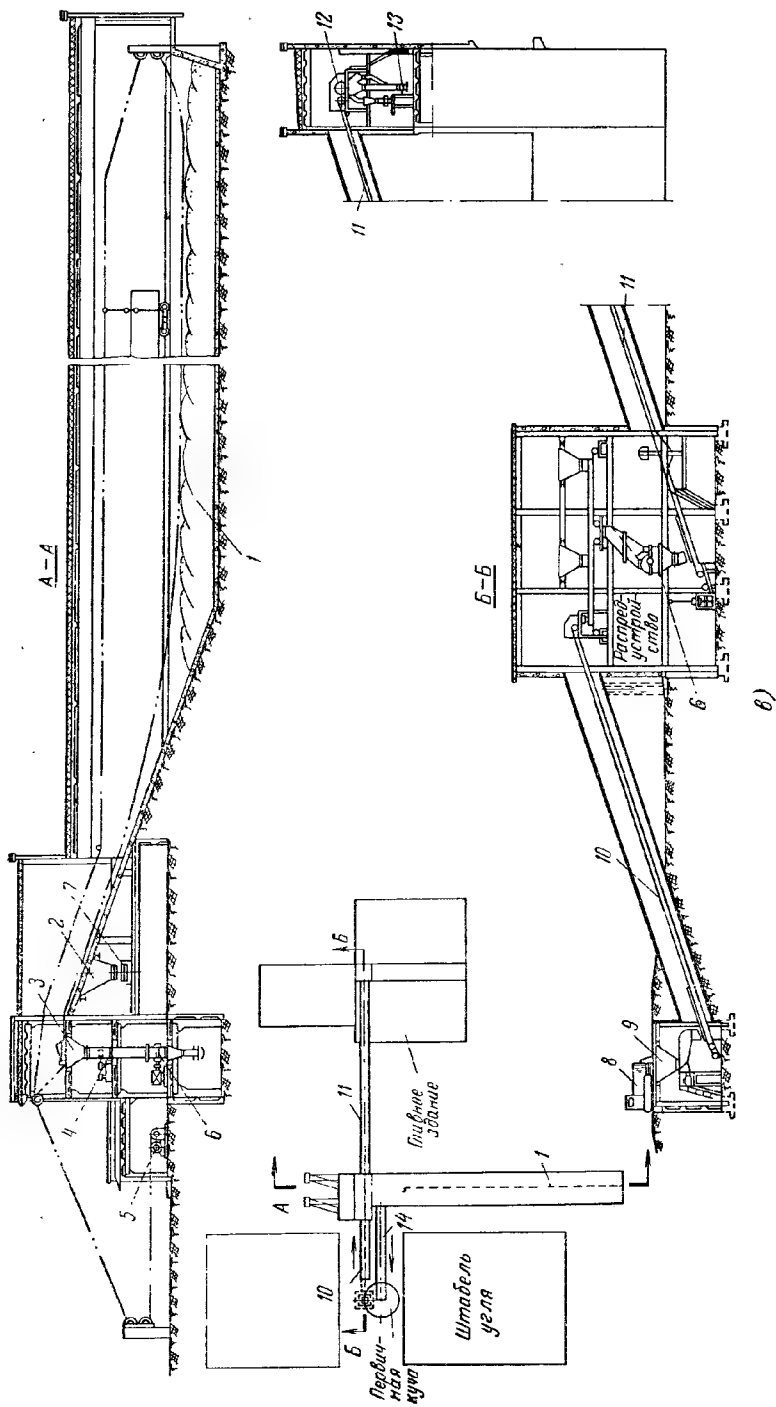
На склад уголь подается конвейерами 7 и 14 через первичную кучу, из которой он распределяется по территории склада бульдозерами 8. Ими же уголь доставляется и со склада через приемный бункер 9, из которого уголь конвейером 10 подается в дробильное устройство и далее уже описанным путем в котельную.

Топливо хранят в штабелях правильной формы, вид которых определяется конфигурацией площади склада и родом погрузочно-разгрузочных механизмов; чаще всего штабель имеет форму прямоугольной усеченной пирамиды. Размеры штабелей по ширине, длине и высоте на механизированных складах не ограничиваются и определяются только возможностями складских механизмов. Высота штабеля для всех углей, кроме антрацита, ограничивается лишь при отсутствии механизации погрузочно-разгрузочных работ на складе.]

Хранение топлива на складе связано с потерями, которые разделяют на механические и химические. Первые вызываются распыливанием топлива, выносом с атмосферными осадками и увлажнением; вторые возникают в результате выветривания топлива и озонения его вследствие саморазогревания и самовозгорания. При правильном хранении потери топлива не превышают 0,5—1,0%, но при отсутствии должного внимания к организации хранения потери могут оказаться значительно большими.



Рис. 19-3. Пример выполнения системы хранения и транспорта топлива.



Саморазогреванию и самовозгоранию подвержены все виды твердого топлива, кроме углей с малым выходом летучих — тощего и антрацита.

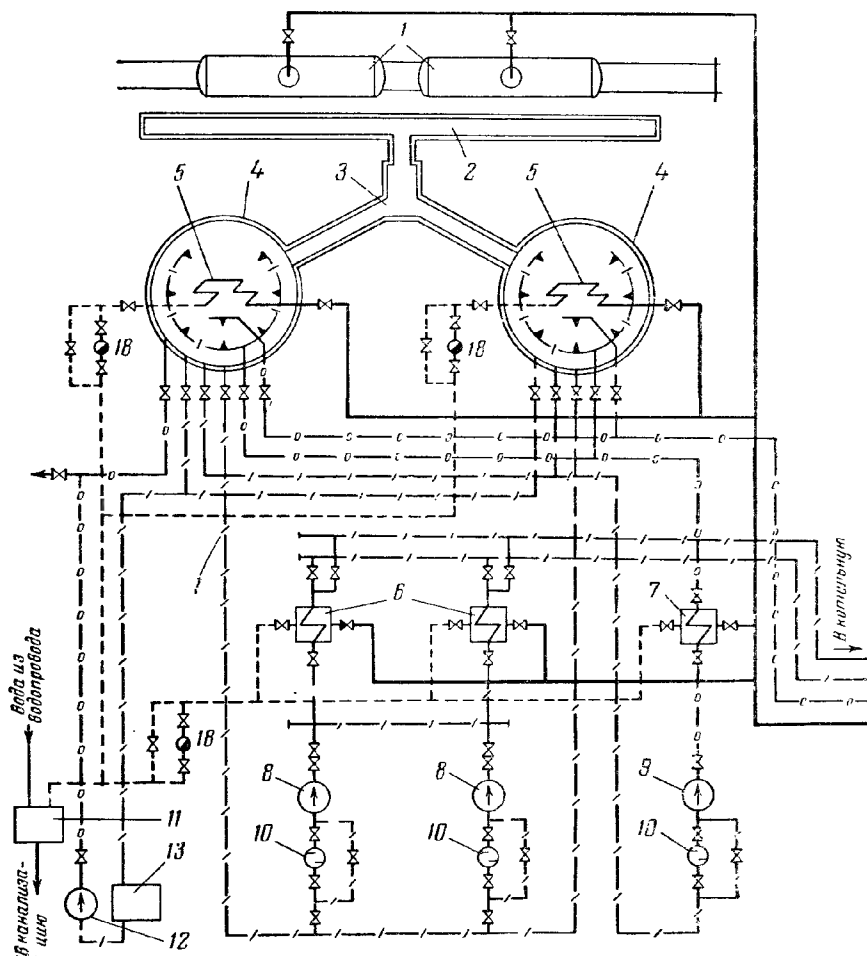
Саморазогревание и самовозгорание топлива представляют собой большую опасность, так как они могут привести к пожару. Поэтому при хранении всех видов твердого топлива, кроме антрацита и тощего угля, систематически контролируют температуру внутри штабеля, которая не должна превышать 60°C .

Важным условием нормальной эксплуатации является плановый обмен запаса топлива на складе. При отсутствии ненормального повышения температуры в штабеле и строгом соблюдении правил техники безопасности допускается хранение топлива на складе в течение следующих сроков:

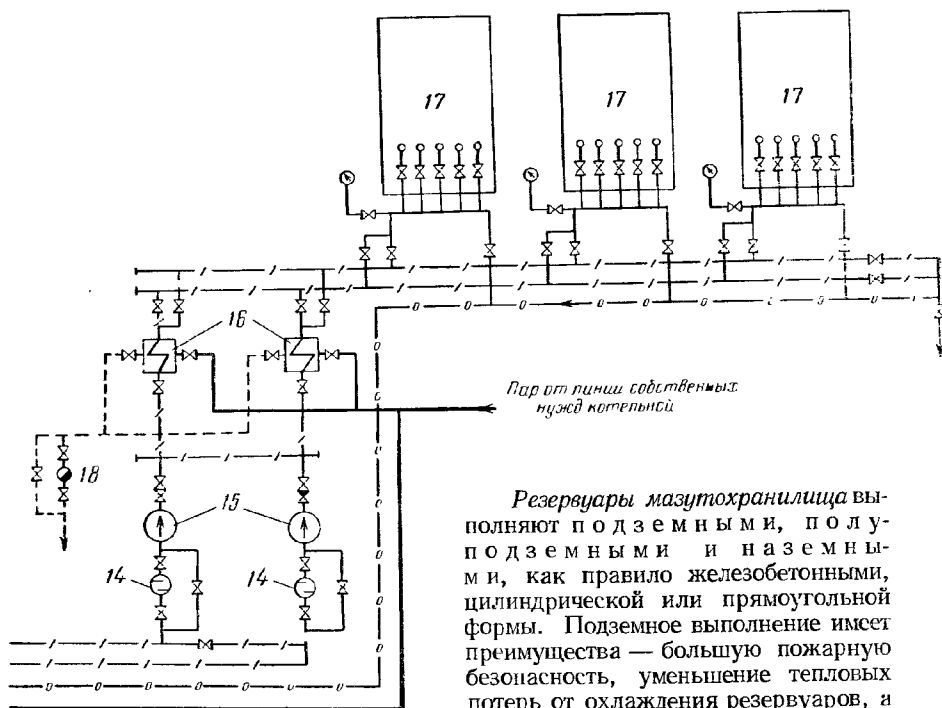
Бурые и каменные угли, за исключением угля марки Т	6—8 мес.
Уголь марки Т	до 12 мес.
Антрацит	до 2 лет

19.3. ПЕРЕВОЗКА И ХРАНЕНИЕ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Топливное хозяйство котельной, работающей на мазуте, состоит из приемного устройства, мазутохранилища, насосов,



Приемное устройство по типу выполнения зависит от способа доставки мазута. При трубопроводной доставке приемное устройство состоит из системы трубопроводов, позволяющей распределить поступающий мазут по резервуарам мазутохранилища. При доставке мазута железнодорожными цистернами 1 приемное устройство состоит (рис. 19-4) из подъездных железнодорожных путей, вдоль которых выполнены открытые приемные лотки 2. По этим лоткам топливо, спускаемое из цистерн, самотеком поступает в распределительный лоток 3, по которому оно направляется в резервуары 4. Для достижения необходимой подвижности сливаемого топлива предусматривают паровой разогрев его до 30—60° С в зависимости от марки, из паропровода, расположенного вдоль подъездных путей; гибкими стальными шлангами можно подавать пар непосредственно в железнодорожные цистерны. В сливных лотках 2 мазут часто также обогревают, подавая пар по трубам.



————— паропроводы
 - / - / - прямые мазутные линии
 - 0 - 0 - 0 - обратные мазутные линии
 ---- конденсатопроводы

Резервуары мазутохранилища выполняют подземными, полуподземными и наземными, как правило железобетонными, цилиндрической или прямоугольной формы. Подземное выполнение имеет преимущества — большую пожарную безопасность, уменьшение тепловых потерь от охлаждения резервуаров, а также возможность слива поступающего топлива самотеком. При наземных резервуарах и железнодорожной доставке топлива перед основными резервуарами приходится сооружать заглубленную промежуточную емкость для самотечного приема сливаемого из цистерн мазута с перекачи-

вающими насосами для подачи мазута из этой емкости и основные резервуары. Когда мазут является основным или резервным топливом котельной, резервуары проектируют на двухсуточный запас при доставке по трубопроводам, на пятисуточный запас при доставке автомобильным транспортом и на десятисуточный запас при доставке по железной дороге. Число резервуаров должно быть минимальным, но не менее двух.

Вместе с топливом в мазутохранилище попадает некоторое количество воды, которая постепенно отстаивается и опускается на дно резервуара. Для удаления ее на уровне, более низком, чем дно резервуара, выполняют специальный приямок, где собирается отстоявшаяся в резервуаре вода, которую периодически вытесняют в зачистную яму 13, откуда ее откачивают насосом 12. Случайно проникший в зачистную яму мазут возвращается в резервуар.

Подогрев мазута в резервуарах осуществляется двойкой: местный и общий. Местный подогрев, необходимый для обеспечения нормальной работы всасывающей линии мазутного насоса, осуществляется змеевиковыми подогревателями 5, расположенными в резервуарах. Общий подогрев, предназначенный для постоянного обеспечения требуемой температуры мазута в резервуаре, осуществляется рециркуляцией мазута через резервуар 4, рециркуляционный насос 9 и поверхностный нефтеподогреватель 7. Дальнейший подогрев мазута при подаче его в котельную основными насосами 8 осуществляется в основных поверхностных нефтеподогревателях 6. Иногда основные или дополнительные насосы 15 и подогреватели 16 устанавливают в помещении котельной. Предусматривается двухступенчатая очистка мазута в фильтрах 10 и 14. Для уменьшения расхода пара на обогрев предусматривают установку конденсационных горшков 18 за змеевиками. На случай пожара мазутохранилище оборудуют устройством для тушения огня паром или специальной пеной.

Мазутные насосы обычно размещают в непосредственной близости от резервуаров. Насосы применяют центробежные или шестеренчатые с электрическим приводом и поршневые или скальчатые с электрическим (что предпочтительнее) или паровым приводом. Насосов должно быть не менее двух для котельных паропроизводительностью до 85 т/ч и не менее трех для более мощных котельных, причем один из них должен являться резервным. Производительность всех рабочих насосов принимают не менее 150% максимального часового расхода топлива в котельной, учитывая, что количество рециркулирующего в системе мазута составляет не менее 50% потребления его.

Давление, создаваемое насосами, определяется типом форсунки и схемой мазутного хозяйства. При механических форсунках давление может достигать до 20—35 кг/см² и выше, если схема не предусматривает устройства дополнительных мазутных насосов высокого давления в самой котельной. При паровых форсунках или механических форсунках и наличии дополнительных насосов в котельной давление насоса значительно ниже и определяется в основном геодезической высотой подъема мазута и величиной гидродинамического сопротивления мазутного тракта.

Насосы, как правило, размещают на уровне дна резервуаров мазутохранилища, с тем чтобы последние всегда были залиты. При установке поршневых и скальчатых насосов на напорном мазутопроводе часто устанавливают воздушный колпак для выравнивания пульсаций давления, возникающих при работе поршневых насосов.

Мазутопроводы, соединяющие мазутохранилище с котельной, прокладывают наземно либо в особых траншеях или туннелях. В производственных и отопительных котельных мазутопроводы выполняют обычно одинарными. Резервные мазутопроводы предусматривают только в котельных, предназначенных для обслуживания объектов с непрерывным технологическим процессом. Трубопроводы покрывают тепловой изоляцией и снабжают системой прогревающих паропроводов, которые обычно изолируют вместе с мазуто-

проводом. Скорость движения мазута в зависимости от вязкости его принимают во всасывающих трубопроводах равной 0,8—1,5 м/сек, а в нагнетательных 1,0—2,5 м/сек.

В котельной мазут проходит через фильтры тонкой очистки 14 для предотвращения засорения форсунок, а затем иногда поступает в дополнительные мазутные подогреватели 16, если они установлены в котельной. Здесь мазут подогревается до температуры, обеспечивающей требуемую для хорошего распыления вязкость, после чего он проходит в распределительные мазутопроводы, расположенные вдоль котельной и предназначенные для распределения подготовленного к сжиганию мазута по котельным агрегатам. У каждого котла 17 имеется отвод, по которому он поступает к мазутным форсункам. При паровых или ротационных форсунках давление мазута в мазутопроводах котельной не превышает 5—8 ат. Все оборудование мазутного хозяйства котельной, а также мазутопроводы дублируют, причем каждый из распределительных мазутопроводов рассчитывают на 75% максимального расхода мазута на котлы. Во избежание застывания мазута оборудование и мазутопроводы теплоизолируют. Кроме того, вдоль основных мазутопроводов в непосредственном контакте с ними прокладывают обогревающие паровые линии небольшого диаметра, которые заключают в общую изоляцию с мазутопроводом. В тех случаях, когда потребление мазута котлами колеблется в широких пределах, от конца распределительного мазутопровода отводят рециркуляционную линию в мазутохранилище, чем обеспечивают надлежащее движение мазута в трубопроводе независимо от количества его, потребляемого в данный момент котлами.

19-4. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО КОТЕЛЬНОЙ, РАБОТАЮЩЕЙ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

Природный газ поступает в котельные из городских газопроводов. Давление, под которым газ поступает в котельную, колеблется в широких пределах в зависимости от давления в газовой сети, от которой питается котельная. В этом отношении газовые сети разделяют на сети низкого давления, где допускаемое давление газа доходит до 200 кг/м² или, если на газом вводе устанавливается регулятор — стабилизатор давления, до 500 кг/м²; сети среднего давления (от 500 кг/м², до 3 кг/см²) и сети высокого давления (3—6 и 6—12 кг/см² в зависимости от назначения газопровода).

Схема присоединения котельной к газовой сети определяется давлением газа в сети и производительностью котельной. Небольшие котельные присоединяются к сети низкого давления, и потому схема присоединения оказывается простой. Более крупные котельные присоединяют к газопроводам среднего и высокого давления, что приводит к необходимости выполнения газорегулировочной станции (пункта), основным элементом которой является регулятор давления, предназначенный для понижения давления газа перед поступлением его в распределительный газопровод котельной до низкого или среднего в зависимости от выбранного типа горелок.

Газопроводы для природного газа выполняют из стальных труб, соединяемых сваркой. По территории котельной газопровод прокладывают в земле ниже глубины промерзания. В пределах здания котельной газопровод прокладывают открыто, так чтобы к нему был свободный доступ. Участок газопровода от места присоединения к газовой сети до первой задвижки в помещении котельной по ходу газа называется газовой вводом. Участок газопровода внутри котельной и газовое оборудование, непосредственно присоединенное к вводному газопроводу, называется узлом ввода.

Узел ввода котельной, присоединенной к газовой сети низкого давления, размещают непосредственно в помещении котельной или в смежном с ней помещении, соединенном с котельной проемом без дверей. На рис. 19-5, а показана схема газового ввода, в которой: 1—газовый ввод; 2 —

а)

б)

а — от газовой сети низкого давления; б — от газовой сети среднего давления.

Узел ввода газа в котельную, присоединяемую к газопроводу среднего или высокого давления, можно располагать внутри котельной, в закрытой пристройке к ней или в отдельно стоящем помещении. По ходу газа в этом узле (см. рис. 17-5, б) размещаются главная запорная задвижка 2, фильтр 4 для тонкой очистки газа, манометр 6 с переключателем 5 для измерения давления газа до и после фильтра с целью определения сопротивления фильтра, предохранительный запорный клапан 7, регулятор давления 8, расходомер 10, манометр 11. За регулятором давления устанавливают масляный гидрозатвор 9, который служит предохранительным клапаном, срабатывающим в случае недопустимого возрастания давления газа за регулятором давления.

В узлах ввода, которые выполняют в котельных, сооружаемых в районах газовых месторождений, после главной запорной задвижки 2 устанавливают первичный грубый уловитель примесей 3 для улавливания различных посторонних примесей — песка, соленой воды, нефти, конденсирующихся при обычной температуре паров углеводородов. Чтобы обеспечить возможность отключения и ремонта, в узле ввода предусматривают обводные линии с соответствующим количеством задвижек.

В системе присоединения отдельных котлов к распределительному газопроводу котельной устанавливают следующие органы; основную запорную задвижку 12, манометр 13 и расходомер 14, быстродействующий клапан-отсекатель 15 для моментального прекращения подачи газа к котлу

в случае аварии, регулирующую задвижку 16, предназначенную для эксплуатационного регулирования подачи газа в топку, и газовый коллектор 17, к которому присоединяют газовые горелки. Последнее осуществляется через две последовательно расположенные задвижки 18, между которыми врезан продувочный газопровод 19, предназначенный для продувки газовой системы котла при пуске его и удаления газа из нее при остановке котла.

Газорегуляторные установки, предназначенные для снижения давления газа у потребителя (ГРУ), при давлении газа до 6 кг/см^2 можно устанавливать непосредственно в помещении, где стоят котлы, или в смежных помещениях, соединенных с ним открытым проемом с высотой, равной высоте смежного помещения, при условии создания в последнем не менее трехкратного воздухообмена. Газорегуляторные установки для снижения давления газа, сооружаемые на городских распределительных сетях или на территории промышленных предприятий при давлении газа до 12 кг/см^2 , как правило, должны размещаться в отдельно стоящих помещениях или на открытых, огражденных и покрытых навесом площадках.

Глава двадцатая

ЗОЛОУЛАВЛИВАНИЕ И ШЛАКОЗОЛОУДАЛЕНИЕ

Дымовые газы содержат два основных загрязняющих их компонента — легучую золу (при сжигании твердого топлива) и сернистый ангидрид.

Для очистки дымовых газов от летучей золы применяют з о л о у л о в и т е л и.

По принципу действия различают золоуловители: м е х а н и ч е с к и е и н е р ц и о н н ы е с у х и е, в которых для очистки газов используют действие сил инерции на твердые частицы, находящиеся в газах; м е х а н и ч е с к и е и н е р ц и о н н ы е м о к р ы е, в которых с целью улучшения очистки к действию сил инерции добавляют улавливающее действие водяной пленки; э л е к т р о с т а т и ч е с к и е, в которых для улавливания твердых частиц используют действие электростатических сил.

Основой подавляющего большинства механических инерционных золоуловителей является ц и к л о н, принцип действия которого уже был описан в § 8-4. Циклон отличается той принципиальной особенностью, что он улавливает пыль тем более полно, чем меньше его диаметр. Поэтому механические сухие инерционные золоуловители с целью улучшения очистки газов выполняют в виде батарей или блоков циклонов небольшого диаметра.

Батарейный циклон в настоящее время является наиболее распространенным типом золоуловителя в котельных установках малой и средней мощности. Этот аппарат (рис. 20-1) состоит из корпуса 1, который двумя горизонтальными перегородками 2 разделен на три камеры. Запыленные дымовые газы входят в среднюю камеру 7 через входное окно 3 и проходят в батареи 6 циклонов небольшого диаметра (150, 250 или 300 мм), в которых струи этих газов закручиваются спиралью или розетками. В результате зола, содержащаяся в газах, относится к стенкам циклона и, выделившись из потока, ссыпается через отверстия 10 в нижнюю камеру циклона 4, а затем через патрубок 5 удаляется из золоуловителя. Очищенные дымовые газы через внутренние трубы циклонов 8 проходят в верхнюю камеру циклона 9 и далее через выходные патрубки уходят из циклона. Циклонные элементы изготавливают из чугуна. Золоуловитель разделен на две секции 11 и 12. При уменьшении нагрузки на котел одна из них отключается шибером 13, с тем чтобы сохранить в норме скорость газов в золоуловителе, так как с ее уменьшением уменьшается степень очистки газов. В батарей-

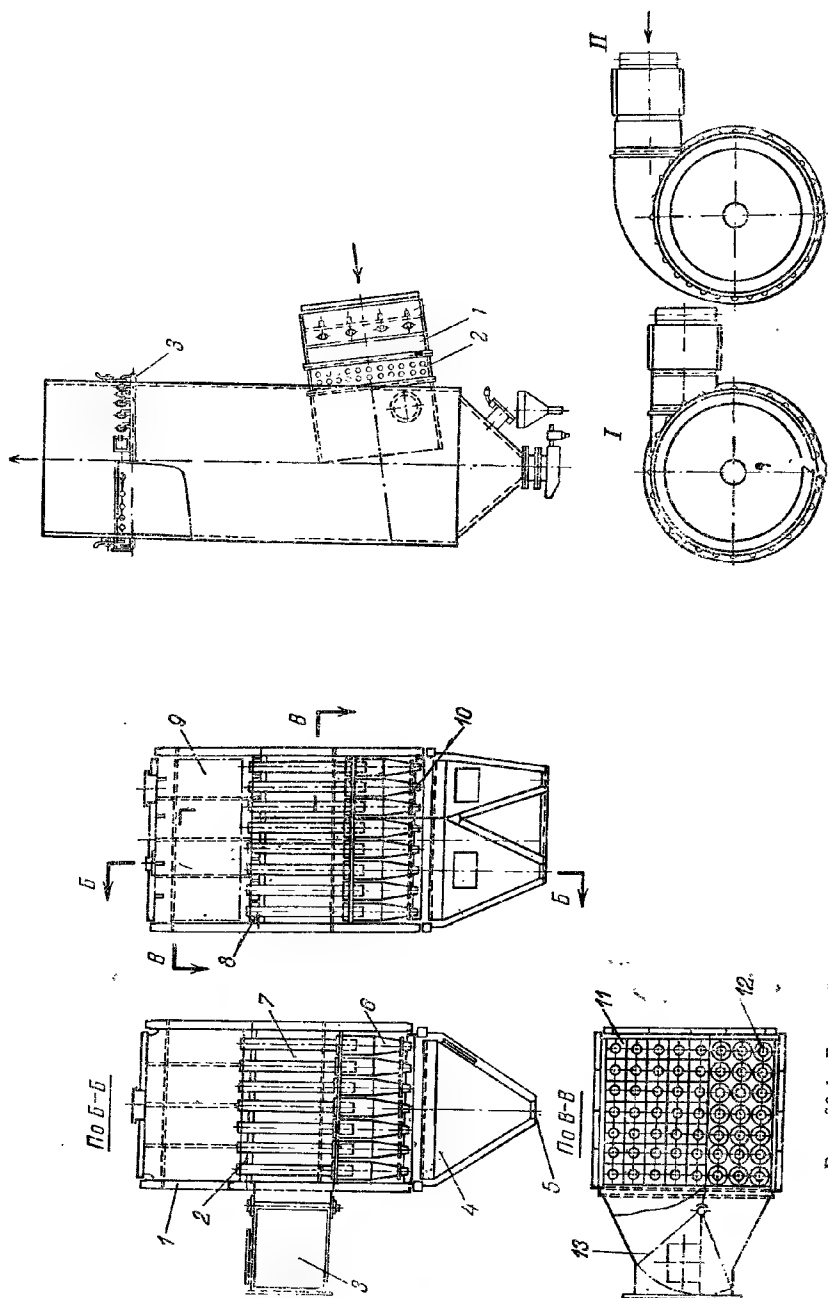


Рис. 20-1. Батарейный циклон.

Рис. 20-2. Инерционный микрорутковый золоуловитель.

ном циклоне улавливается 75 — 85% поступившей в него золы. Недостатком батарейных циклонов является их высокое сопротивление, составляющее 50—90 кг/м², что приводит к значительному повышению сопротивления газового тракта и соответствующему увеличению расхода электроэнергии на тягу.

Блоки циклонов устанавливают к котельным агрегатам паропроизводительностью 2,5—20 т/ч. Запыленные газы, поступившие в блок, распределяются из короба по четырем — восьми параллельно включенным циклонам диаметром 400—800 мм. Уловленная в циклонах зола накапливается в золовом бункере, откуда она периодически удаляется. Очищенные газы через сборный короб удаляются из блока. Степень очистки составляет 70—80%, уменьшаясь с увеличением диаметра циклонов. Сопротивление блока составляет 35—50 кг/м².

Механические инерционные мокрые золоуловители (рис. 20-2) выполняют в виде скрубберов — вертикальных цилиндров большого диаметра и большой высоты. Запыленные газы вводятся в нижнюю часть цилиндра через входной патрубок 1 тангенциально. В верхней части скруббера размещается оросительная система 3, которая создает на его внутренних стенках пленку стекающей воды. Частицы пыли, достигшие стенок циклона под действием центробежной силы, созданной тангенциальным вводом газов, смачиваются водой и смываются в донную воронку скруббера, откуда они удаляются вместе с водой.

Скрубберы более простого типа, устанавливаемые к котельным агрегатам малой и средней паропроизводительности, выполняют диаметром 0,5—1,6 и высотой 4—10 м, причем на котел можно поставить два, три и более параллельно включенных аппарата. Размеры и число устанавливаемых скрубберов выбирают из расчета, чтобы скорость подъема газов в их поперечном сечении не превышала 5 м/сек, а скорость движения газов во входном патрубке составляла приблизительно 20 м/сек. К крупным котельным агрегатам устанавливают скрубберы больших размеров диаметром 2,3—3,3 и высотой 8—11 м, во входном патрубке которых для улучшения очистки газов размещают решетку 2 из горизонтально расположенных металлических прутьев, омываемых водой (так называемые *мокрые скрубберы*). На котельный агрегат устанавливают параллельно несколько таких скрубберов, причем размеры и число их определяют, исходя из того, чтобы скорость подъема газов в скруббере не превышала 4,5 м/сек, скорость движения газов во входном патрубке составляла приблизительно 12 м/сек, а в живом сечении между прутками приблизительно 25 м/сек.

Сопротивление скрубберов невелико. Степень очистки газов в них доходит до 85—90%. Расход воды на создание пленки составляет приблизительно 0,1—0,25 м³ на 1 000 м³ очищаемого газа, уменьшаясь с повышением пропускной способности скруббера. Скрубберы не рекомендуют ставить в тех случаях, когда температура дымовых газов ниже 130°С, когда жесткость воды превышает 20 мг-экв/кг и когда в золе топлива содержится более 20% свободной извести. При сжигании топлива с приведенным содержанием серы выше 1,2% · кг/1 000 ккал следует предусматривать нейтрализацию золоводной пульпы.

Электрические фильтры устанавливают к котельным агрегатам средней и большой паропроизводительности. Работа электрофильтров основана на свойствах заряженных электрическим зарядом твердых тел притягиваться к полюсу обратного знака. Отечественная промышленность выпускает пластинчатые электрофильтры двух различных типов: с горизонтальным и вертикальным потоком газов. Применяют преимущественно электрофильтры с горизонтальным потоком газов. Вертикальные электрофильтры устанавливают при недостатке места.

Электрофильтр (рис. 20-3) состоит из камер, в которых размещены осадительные 3 и коронирующие (излучающие) 2 электроды. Осадительные электроды присоединены к положительному, а коронирующие — к отрица-

тельному полюсу источника питания (питание электрофильтра производится выпрямленным током высокого напряжения). Для удаления осевшей золы электроды автоматически встряхивают ударами особых устройств (молотков) 4. Дымовые газы, подлежащие очистке от взвешенных частиц золы, проходят через щелевые каналы, образуемые пластинами 2 и 3, в горизонтальном направлении или снизу вверх. Опавшая зола собирается в бункерах 5, откуда она попадает в систему золоудаления. Корирующие электроды выполняют из стальной проволоки квадратного сечения, а осадительные набирают из отдельных пластин коробчатого сечения. Для более равномерного распределения очищаемых газов по каналам, что важно для хорошей очистки их, устанавливают особую газораспределительную решетку 1.

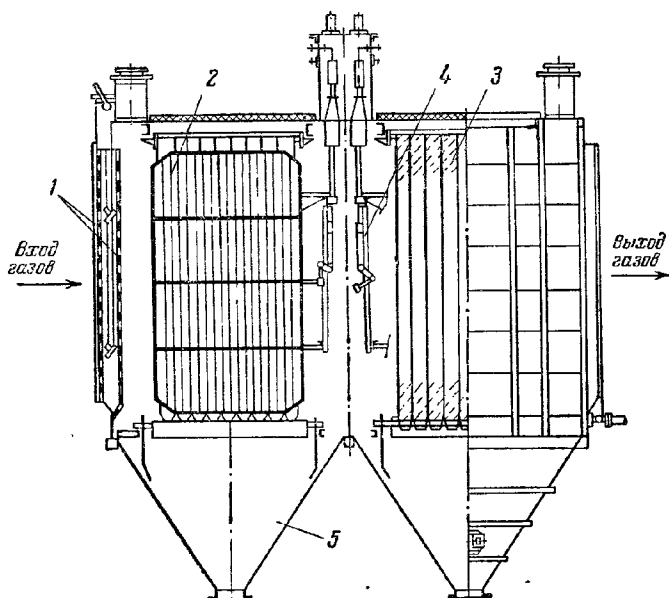


Рис. 20-3. Схема электрофильтра.

Разность потенциалов, необходимая для создания достаточного электростатического поля, составляет 50—70 кв. Для получения выпрямленного тока столь высокого напряжения служит специальная выпрямляющая установка.

Электрофильтры дают высокую степень очистки, составляющую 90—95%, причем степень очистки в электрофильтрах с горизонтальным движением газов на 2—4% выше, чем в электрофильтрах с восходящим потоком газов. Малая скорость движения газов в электрофильтре, не превышающая 2—3 м/сек, приводит к тому, что аэродинамическое сопротивление электрофильтров невелико: 10—20 кг/м². Расход электроэнергии на выпрямитель невелик, не превышая 0,25 квт·ч на 1 т пара, производимого котлом. Недостатками электрофильтров являются их высокие вес и стоимость из-за большого расхода металла и сложности оборудования, а также большие габариты из-за необходимости ограничивать скорость газов, проходящих через фильтр.

Если требуется особо тщательная очистка дымовых газов от золы, устанавливают комбинированные золоуловители. Первичная, грубая очистка газов происходит в батарейном циклоне, а окончательная, тонкая — в электрофильтре. Степень очистки в такой установке может составить 98—99%.

Устанавливают золоуловители на открытом воздухе.

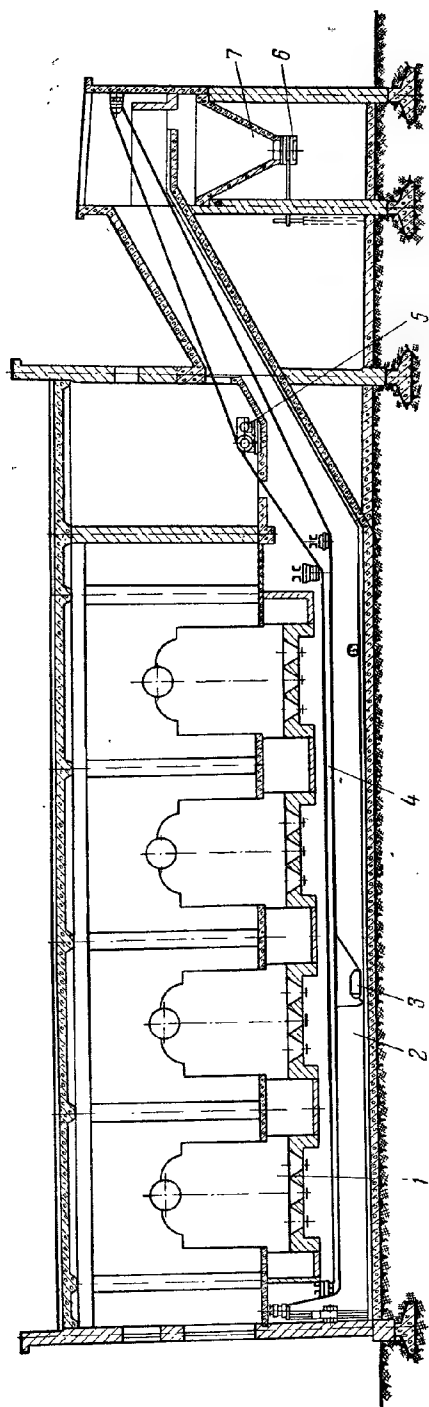


Рис. 20-4. Схема скреп-
ного шлакоудаления для
котельной небольшой мощ-
ности.

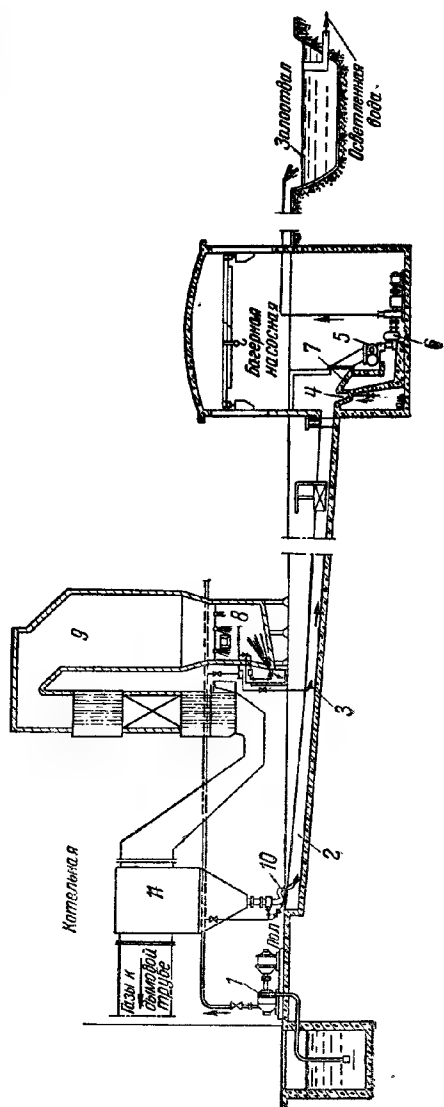


Рис. 20-5. Схема гидро-
лоудания для котельной
средней мощности.

Значительный вред приносит человеку, животному и растительному миру содержащийся в дымовых газах сернистый ангидрид. Очистка дымовых газов от SO_2 до настоящего времени не получила удовлетворительного технического и экономического разрешения. Единственным средством уменьшения причиняемого им ущерба является увеличение высоты дымовых труб для отвода дымовых газов в более высокие слои атмосферы.

Удаление из котельной уловленной летучей золы производится разными способами. В небольших котельных летучую золу после смачивания во избежание пыления при спуске и транспорте ссыпают в самосвалы и отвозят в отвал. Удаление шлака в таких котельных при слоевом сжигании топлива чаще всего осуществляют с к р е п е р а м и (рис. 20-4). Под топками котлов 1 вдоль всей котельной делают шлаковую канаву 2, в которую ссыпается шлак из шлаковых бункеров котлов. Отсюда шлак скрепером 3 выдается в сборный шлаковый бункер 7, из которого он через шиббер 6 ссыпается в самосвал для удаления в отвал. Скрепер приводится в движение лебедкой 5 через систему канатов 4. Недостатком описанной системы является ее громоздкость. Кроме того, когда канавы сухая, спуск шлака сопровождается сильным пылением. Когда же канавы заполняют водой, тяговые канаты скрепера быстро изнашиваются.

В крупных котельных обычно используют общую для удаления летучей золы и шлака гидравлическую систему шлакозолоудаления. Наиболее распространенной является система с багерными насосами, применяемая в котельных с сжиганием пылевидного топлива (рис. 20-5). Вдоль всей котельной под шлакосмывными шахтами, зольными воронками и золоуловителями устраивают смывные каналы 2 с довольно большим уклоном, по которым самотеком протекает вода, подаваемая насосом 1. В эти каналы через золосмывные аппараты 10 подаются летучая зола из сборных бункеров золоуловителей 11 и бункеров летучей золы котлоагрегата 9, а также гранулированный шлак из шлакосмывных шахт 8. Поток воды, идущий в каналах 2, смывает спущенные золу и шлак к багерной насосной. Чтобы избежать оседания золы и шлака в каналах, в местах, где опасность оседания велика, устанавливают побудительные водяные сопла 3, также питаемые от насоса 1.

В багерной насосной гидрозолошлаковая смесь проходит металлоуловитель 4 и неподвижный грохот 7. Крупные куски шлака, не прошедшие через грохот, поступают в дробилку 5, откуда образовавшаяся пульпа перекачивается багерным насосом 6 в золоотвал.

Кроме гидравлических систем шлакозолоудаления, применяют также системы пневматического шлакозолоудаления, в которых транспортирующим агентом является не вода, а воздух.

Глава двадцатая первая

ТЯГА И ДУТЬЕ

21-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Чтобы в топке котельного агрегата могло происходить горение топлива, в нее необходимо подавать воздух. Для удаления из топки газообразных продуктов сгорания и перемещения их через систему поверхностей нагрева котельного агрегата должна быть осуществлена тяга. Подача воздуха в топку и тяга могут быть естественными, когда тяга создается дымовой трубой, а воздух поступает в топку вследствие разрежения, создаваемого в топке тягой дымовой трубы, и искусственными, когда воздух в топку подается дутьевыми вентиляторами, а тяга осуществляется дымососами.

Усложнение профиля котельного агрегата привело к повышению его общего аэродинамического сопротивления, а снижение температуры отходящих газов — к уменьшению силы тяги, создаваемой трубой данной высоты. В результате влияния обоих этих факторов в установках с котлами паропроизводительностью 2,5 т/ч и выше естественная тяга почти полностью уступила место искусственной тяге и дутью.

Дымовая труба сохраняется и при искусственной тяге, но основным назначением ее становится вывод дымовых газов в более высокие слои атмосферы, с тем чтобы улучшить условия рассеяния их в пространстве, что особенно важно в случаях, когда дымовые газы содержат повышенное количество вредных примесей — летучей золы и SO_2 .

Движение потока дымовых газов в газовом тракте котельной установки представляет собой сложный случай турбулентного движения сжимаемой жидкости, так как газовый тракт имеет повороты, поперечное сечение его неоднократно изменяется, а отдельные газоходы заполнены трубными пучками с различными характеристиками (рис. 21-1). Кроме того, температура и плотность дымовых газов изменяются в процессе движения в результате происходящей отдачи тепла. При сжигании твердого топлива движение газов еще осложняется наличием в них летучей золы, содержание которой изменяется по длине тракта. Движение потока воздуха в воздушном тракте котельного агрегата отличается теми же особенностями, за исключением того, что воздух не забалластирован пылевидными примесями, т. е. является чистым газом.

Поскольку дымовые газы и воздух являются вязкими газами, движение их в газовоздухопроводах котельной установки сопровождается потерей энергии, затрачиваемой на преодоление действия сил турбулентного трения. При этом действие вязкости проявляется двояко: во-первых, возникает трение движущегося газа о твердые поверхности; во-вторых, при различных изменениях направления движения газа на много усиливается внутреннее трение в потоке. Для преодоления трения необходимо располагать некоторым избыточным давлением газа, которое будет уменьшаться по мере прохождения потока через данный элемент тракта. Падение полного давления дымовых газов или воздуха Δh^n в элементе тракта определяется уравнением

$$\Delta h^n = \Delta h + h^c, \quad (21-1)$$

где Δh — аэродинамическое сопротивление данного элемента тракта;
 h^c — его самотяга.

Величины давления и аэродинамического сопротивления выражают в кг/м^2 . В системе СИ величины давления и сопротивления выражают в ньютонах на квадратный метр (н/м^2), причем $1 \text{ н/м}^2 = 0,102 \text{ кг/м}^2$. Однако для аэродинамических расчетов в котельных установках можно рекомендовать к использованию кратную величину — деканьютон на квадратный метр (дан/м^2), которая приблизительно соответствует 1 кг/м^2 .

21-2. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Аэродинамическое сопротивление любого элемента газовоздушного тракта движению дымовых газов или воздуха складывается из сопротивления, определяемого трением газа о твердые поверхности участка, которое называют сопротивлением трения, и сопротивления, вызываемого изменением направления движения потока, которое называют местным сопротивлением. Сопротивление трения пропорционально длине газохода, коэффициенту трения газа о стенки и кинетической энергии его и обратно пропорционально поперечным размерам газохода. Местное же сопротивление определяется кинематическими особенностями движения газа, которые в свою очередь определяются особенностями геометрической

конфигурации соответствующей части тракта, а кроме того, пропорционально кинетической энергии газа. Таким образом, общее сопротивление элемента тракта выражается в виде:

$$\Delta h = (\zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{м}}) \frac{w^2}{2 \cdot 9,81} \rho = \zeta_{\text{пол}} \frac{w^2}{2 \cdot 9,81} \rho, \text{ кг/м}^2, \quad (21-2)$$

где $\zeta_{\text{тр}}$ — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом сопротивления трения;

$\zeta_{\text{м}}$ — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом местного сопротивления;

$\zeta_{\text{пол}}$ — коэффициент пропорциональности, называемый полным коэффициентом сопротивления;

ρ — плотность вещества потока, кг/м^3 ;

w — усредненная скорость потока в газоходе, м/сек ;

9,81 — переводный коэффициент для перевода величин давления, выраженного в н/м^2 , в величины давления, выраженного в кг/м^2 .

Очевидно, что

$$\zeta_{\text{пол}} = \zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{м}}. \quad (21-3)$$

Однако в котельных установках почти нет таких элементов тракта, в которых наряду с большим сопротивлением трения имелось бы большое местное сопротивление. Поэтому при аэродинамическом расчете котельных установок в формуле (21-2) обычно учитывают либо только значение $\zeta_{\text{тр}}$, либо только значение $\zeta_{\text{м}}$.

Сопротивление трения в котельных установках имеет существенное значение только при движении дымовых газов в трубах трубчатых воздухоподогревателей, продольно омываемых поверхностях нагрева, газоходах и боровых большой длины, дымовой трубе, а также при движении воздуха в трубах чугунных воздухоподогревателей и протяженных воздуховодах, где местные сопротивления отсутствуют.

Местные сопротивления имеют значение только в фасонных частях — коленах или отводах, тройниках, а также в местах изменения площади поперечного сечения газозабоудоводов, распределительных коробах, горелках и т. п., где они значительно превышают сопротивление трения.

Коэффициент сопротивления трения при движении газа в трубах и каналах выражается в виде

$$\zeta_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_{\text{экр}}}, \quad (21-4)$$

где λ — коэффициент трения;

l — длина трубы;

$d_{\text{экр}}$ — диаметр трубы или эквивалентный диаметр канала, определяемый при прямоугольном канале по формуле

$$d_{\text{экр}} = \frac{4F}{U}, \text{ м.} \quad (21-5)$$

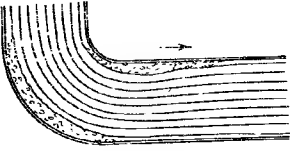
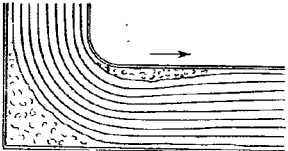
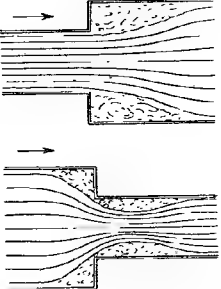
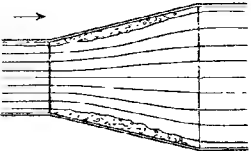
где F — площадь живого сечения канала, м^2 ;

U — периметр канала, м .

Величина λ зависит от критерия Рейнольдса и степени шероховатости стенок трубы или канала. Для определения величины λ предложен ряд формул, среди которых наиболее часто применяют формулу Блазиуса

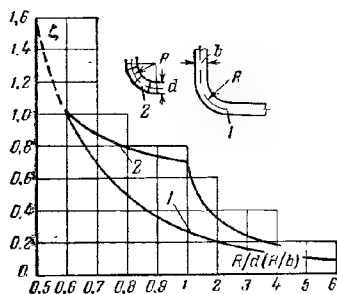
$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (21-6)$$

пригодную для стенок небольшой шероховатости в пределах $3\,000 < \text{Re} < 100\,000$.

Вид фасонной части	Аэродинамическая картина движения
1. Отводы при равенстве входного и выходного сечений при повороте на 90°	
2. Колена при равенстве входного и выходного сечений при повороте на 90°	
3. Внезапное изменение сечения канала	
4. Диффузоры в прямом канале	

Величина коэффициента сопротивления

Примечания

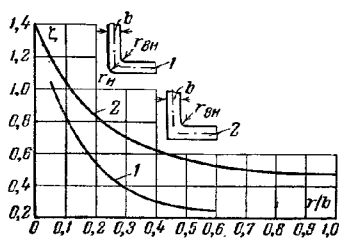


1. Отводом называется плавный поворот, у которого (при равенстве входного и выходного сечений) закругления наружной и внутренней кромки представляют собой дуги концентрических окружностей.

2. Отношение R/b или R/d следует выбирать в пределах 1—2.

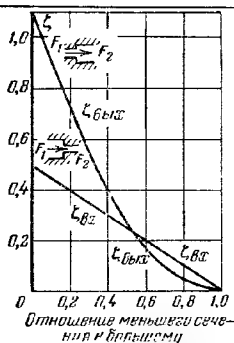
3. Отношение a/b , где a перпендикулярно плоскости поворота, следует выбирать близким к 1,0—3,0.

4. Величина ζ дана для стенок обычной шероховатости



1. Коленом называется резкий поворот, у которого наружная кромка не имеет закругления или имеет радиус закругления, равный радиусу закругления внутренней кромки.

2. Отношение r/b для колен квадратного сечения следует выбирать в пределах 0,4—0,6. При небольших скоростях потока можно обходиться без закругления наружной кромки, выполняя закругление внутренней кромки радиусом $r_{\text{вн}} \geq 0,5 b$, что облегчает выполнение колена. Внутреннюю кромку необходимо закруглять при всех условиях.



1. Следует по возможности избегать внезапных изменений сечения каналов, прибегая везде, где это возможно, к коффузорам и диффузорам.

2. Скорость потока в формуле для определения величины сопротивления (21-2) принимается для меньшего сечения.

3. F_1 и F_2 — площади сечения канала

Коэффициент сопротивления диффузора в прямом канале определяется по формуле

$$\zeta = \varphi \zeta_{\text{вых}}$$

где $\zeta_{\text{вых}}$ — коэффициент сопротивления канала с внезапным расширением, определяемый по графику п. 3 настоящей таблицы;

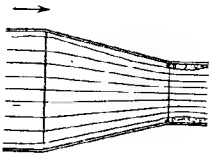
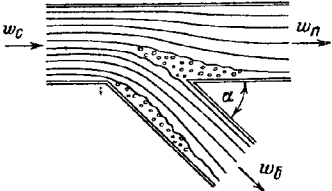
φ — коэффициент полноты удара, определяемый по следующей таблице:

1. Следует по возможности выполнять диффузоры с углом раскрытия, лежащим в пределах от 7 до 15—20°.

2. При углах раскрытия более 20° целесообразно выполнять диффузоры криволинейными.

3. При неравных углах раскрытия пирамидального диффузора в обеих плоскостях величина φ определяется по большому углу

Тип диффузора	Угол раскрытия диффузора, град			
	10	15	20	25
Плоский и конический	0,20	0,30	0,41	0,52
Пирамидальный	0,23	0,37	0,51	0,65

Вид фасонной части	Аэродинамическая картина движения
4. Конфузоры в прямом канале	
5. Несимметричный раздающий тройник	

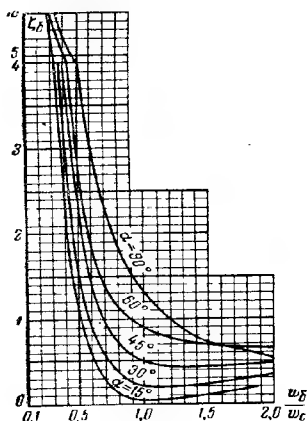
Величина коэффициента сопротивления

Примечания

При угле схождения стенок менее 20° $\zeta = 0,0$; в пределах угла $20-60^\circ$ $\zeta = 0,1$; при угле более 60° ζ определяется, как для внезапного сужения канала

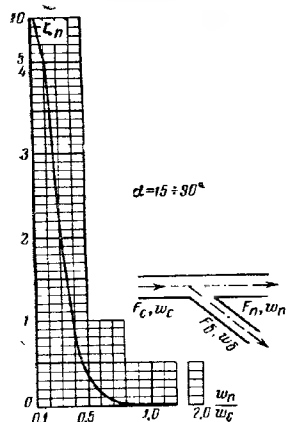
1. Следует по возможности выполнять конфузоры с углом схождения стенок в пределах от 20 до 45° .

2. Оптимальный угол схождения 25°



1. Сопротивление бокового ответвления определяют по формуле

$$\Delta h_6 = \zeta_6 \frac{w_6^2}{2 \cdot 9,81} \rho, \text{ кг/м}^3$$



2. Сопротивление прохода определяют по формуле

$$\Delta h_{\pi} = \zeta_{\pi} \frac{w_{\pi}^2}{2 \cdot 9,81} \rho, \text{ кг/м}^3$$

Вид фасонной части	Аэродинамическая картина движения
7. Несимметричный собирающий тройник	

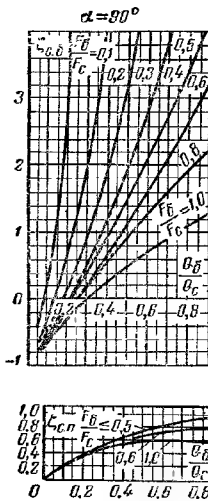
Таблица 21-2

Вид фасонной части	Коэффициент местного сопротивления ζ_m	Место определения динамического давления
Вход в патрубок для забора воздуха	0,2	Сечение входа в патрубок
Вход из неограниченного пространства в канал с прямыми кромками, заделанными в стену	0,5	То же
Выход из канала в неограниченное пространство	1,1*	Сечение выхода из канала
Полностью открытый задвижной шибер или поворотная заслонка	0,1	Скорость в канале, где установлен шибер или заслонка
Горелки пылеугольные ТКЗ и ОРГЭС (вторичный воздух)	5,0*	Условное сечение $F=0,493 d^{2,4}$ где d — наружный диаметр канала вторичного воздуха
Эжекционные амбразуры топок с молотковыми мельницами (вторичный воздух)	2,5*	Выходное поперечное сечение сопел вторичного воздуха
Воздушные регистры мазутных форсунок	2,0—4,0*	Вход в регистр
Газомазутная горелка системы НГМГ	8,0*	То же (см. поз. 5 на рис. 10-6)
Батарейный циклон	65,0	Суммарная площадь поперечного сечения цилиндрической части всех циклонных элементов
Блок циклонов	105,0	Суммарная площадь поперечного сечения цилиндрической части всех параллельно включенных циклонов
Скрубберы мокрорутковые (тип МП)	9,4	Площадь свободного сечения входного патрубка
Скрубберы малого размера (тип ЦС)	35—40	Площадь поперечного сечения цилиндрической части скруббера
Вход в дымовую трубу	0,9—1,4	Сечение входа в трубу

* В значение величины ζ_m включена потеря с выходной скоростью.

Величина коэффициента сопротивления

Примечания



1. Коэффициенты сопротивления относят к скорости в сборном канале, т. е. к w_c
2. Сопротивление бокового ответвления определяют по формуле

$$\Delta h_b = \zeta_{c.б} \frac{w_c^2}{2 \cdot 9,81} \rho, \text{ кг/м}^2$$

3. Сопротивление прохода определяют по формуле

$$\Delta h_{п} = \zeta_{c.п} \frac{w_c^2}{2 \cdot 9,81} \rho, \text{ кг/м}^2$$

Q_b — количество воздуха, поступающего из бокового ответвления, $\text{м}^3/\text{сек}$;

Q_c — количество воздуха, проходящего в сборном канале, $\text{м}^3/\text{сек}$.

Величина коэффициента местного сопротивления в зависимости от конфигурации фасонной части может изменяться в широких пределах; ее определяют экспериментально и выражают в виде графиков, формул или числовых коэффициентов. Значения величины ζ_m для некоторых фасонных частей приведены в табл. 21-1, а для некоторых горелочных устройств, золотуловителей и случаев изменения сечения — в табл. 21-2.

Характер движения газов в трубных пучках определяется принципиальными особенностями явления обтекания газом цилиндрической трубы, а также расположением труб в пучке — коридорным или шахматным. Поперечное обтекание цилиндра потоком газов характеризуется тем, что за цилиндром образуется довольно развитая вихревая зона, особенности которой во многом определяются характером расположения труб (см. рис. 18-2).

Сопротивление поперечно омываемых трубных пучков как при наличии, так и при отсутствии теплообмена определяют по формуле

$$\Delta h_n = \zeta_n \frac{\rho_n w_n^2}{2 \cdot 9,81}, \text{ кг/м}^2, \quad (21-7)$$

где ζ_n — коэффициент полного сопротивления пучка, включающий сопротивление входа в пучок и выхода из него, причем в эту формулу вводятся средние по поверхности нагрева значения скорости и температуры дымовых газов или воздуха (см. формулы 18-17, 18-18 и 18-19)

Значение величины ζ_n зависит от числа рядов труб в пучке по ходу газов, характера расположения их в пучке, а также от числа Рейнольдса.

Коэффициент сопротивления гладкотрубного пучка с коридорным расположением труб при поперечном омывании определяют по формуле

$$\zeta_n = \zeta_0 z_2, \quad (21-8)$$

где z_2 — число рядов труб по глубине пучка;

ζ_0 — коэффициент сопротивления на один ряд труб, зависящий от шагов труб по ширине и глубине пучка s_1 и s_2 и наружного диаметра труб пучка d .

При $s_1 < s_2$

$$\zeta_0 = 1,52 \left(\frac{s_1}{d} - 1 \right)^{-0,5} \left(\frac{s_1 - d}{s_2 - d} \right)^{-0,2} Re^{-0,2} \quad (21-9)$$

При $s_1 > s_2$

$$\zeta_0 = 0,32 \left(\frac{s_1}{d} - 1 \right)^{-0,5} \left(\frac{s_1 - d}{s_2 - d} - 0,9 \right)^{-0,68} Re^{-\frac{0,2}{\left(\frac{s_1 - d}{s_2 - d} \right)^2}} \quad (21-10)$$

Коэффициент сопротивления трубного пучка с шахматным расположением труб при поперечном омывании определяют по формуле

$$\zeta_{\Pi} = \zeta_0 (z_2 + 1). \quad (21-11)$$

Коэффициент сопротивления одного ряда кипящих труб определяют из выражения

$$\zeta_0 = C_s Re^{0,27}, \quad (21-12)$$

где C_s — коэффициент, зависящий от s_1 , d и

$$s_d = \sqrt{\frac{1}{4} s_1^2 + s_2^2}.$$

При $0,14 < \frac{s_1 - d}{s_d - d} < 1,7$ для пучков с $\frac{s_1}{d} < 2$

$$C_s = 3,2 + \left(4,6 - 2,7 \frac{s_1 - d}{s_d - d} \right) \left(2 - \frac{s_1}{d} \right),$$

а для пучков с $\frac{s_1}{d} \geq 2,0$

$$C_s = 3,2.$$

При $1,7 < \frac{s_1 - d}{s_d - d} \leq 5,2$

$$C_s = 0,44 \left(\frac{s_1 - d}{s_d - d} + 1 \right)^2.$$

Сопротивления входа газов в ряды пучка и выхода из них отдельно не учитывают, так как они учтены в коэффициенте сопротивления пучка ζ_{Π} . Скорость потока, проходящего через пучок, определяют для сжатого сечения газохода, расположенного в осевой плоскости труб. Для облегчения определения сопротивлений трубных пучков с коридорным и шахматным расположением труб по приведенным выше формулам построены номограммы на рис. 21-2 и 21-3.

Общее аэродинамическое сопротивление трубной части котлов типа ДКВР по рекомендациям ЦКТИ может быть принято равным:

Сопротивления котлов ДКВР, кг/м²

2,5-13 4-13 6,5-13(23) 10-13(23)

Номинальная паропроизводительность (работа на твердом топливе)

12

17

20

30

Повышенная паропроизводительность (рекомендованная в § 14-2 для котлов, предназначенных для работы на жидком и газообразном топливах)

20

27

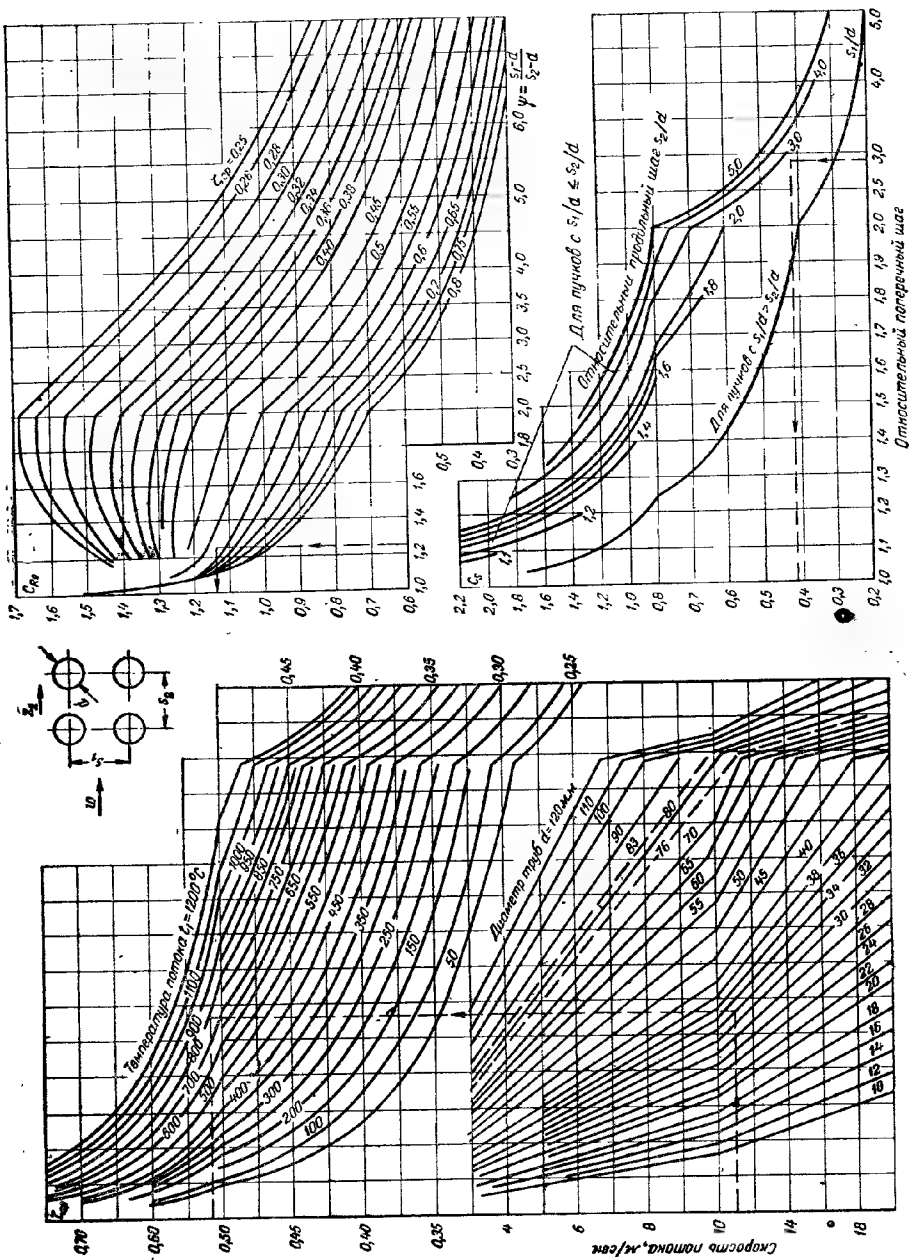
30

50

Коэффициент сопротивления ребристого чугунного водяного экономайзера определяют по формуле (21-8), причем значение ζ_0 принимают равным 0,5. Коэффициент сопротивления $\zeta_{\text{вп}}^r$ по газовой стороне трубчатого стального воздухоподогревателя определяют как сумму коэффициентов местных сопротивлений входа и выхода

Рис. 21-2. Но-
грамма для опре-
деления коэффи-
циента аэродина-
мического сопро-
тивления коры-
дормного пучка
труб.

при $s_1/d > s_2/d$
 $\xi = \xi_0$, $\alpha_2 = C_{\text{пр}} \times$
 $\times \alpha_1^2$, $\kappa \Gamma/\text{м}^2$
 при $s_1/d < s_2/d$
 $\xi = \xi_0 \alpha_2 = C_{\text{пр}} \cdot \alpha_1^2$,
 $\kappa \Gamma/\text{м}^2$



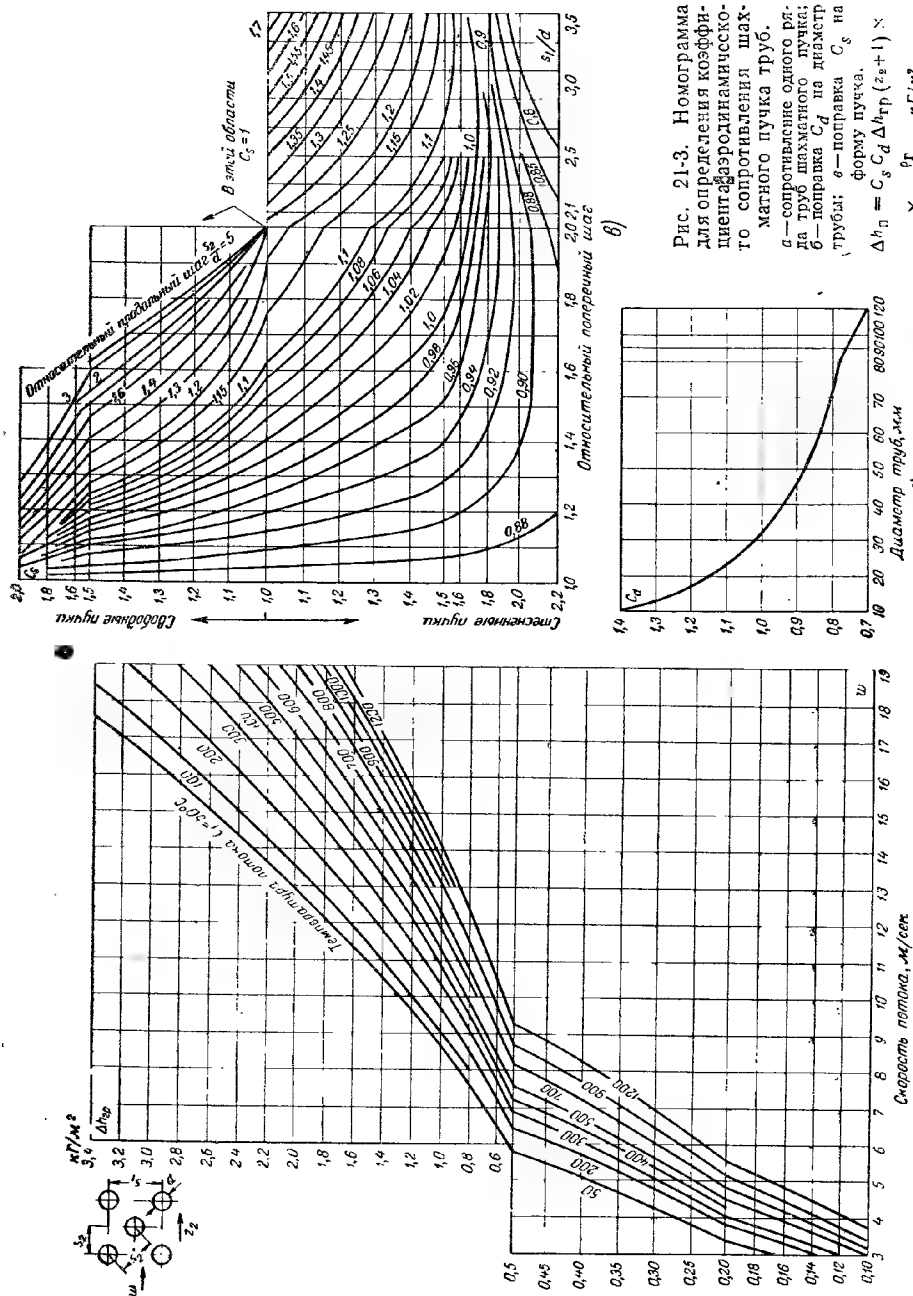


Рис. 21-3. Номограмма для определения коэффициента аэродинамического сопротивления шахтного пучка труб.

а — сопротивление одного ряда труб шахтного пучка; б — поправка C_d на диаметр трубы; в — поправка C_d на форму пучка.

$$\Delta h_{\text{п}} = C_d C_d \Delta h_{\text{тр}} (z_s + 1) \times \frac{\rho}{2} \frac{v^2}{g}, \text{ кг/м}^2$$

(см. п. 3 графиков табл. 21-1) и коэффициента сопротивления трения [см. формулу (21-4)], т. е.

$$\zeta_{\text{вп}} = \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{вых}} \quad (21-13)$$

При подсчете аэродинамического сопротивления возникает необходимость определить плотность воздуха и дымовых газов.

Плотность воздуха при 0°С и 760 мм рт. ст. составляет $1,293 \text{ кг/м}^3$, а дымовых газов (при тех же условиях):

при сжигании твердого или жидкого топлива

$$\rho_{\text{г}}^0 = \frac{1 - 0,01 A^{\text{P}} + 1,293 \alpha V_{\text{в}}^0}{V_{\text{г}}}, \text{ кг/м}^3; \quad (21-14)$$

при сжигании газообразного топлива

$$\rho_{\text{г}}^0 = \frac{\rho_{\text{гтл}}^0 + 0,001 d_{\text{гтл}} + 1,293 \alpha V_{\text{в}}^0}{V_{\text{г}}}, \text{ кг/м}^3, \quad (21-15)$$

где $\rho_{\text{гтл}}^0$ — приведенная плотность газообразного топлива, кг/м^3 , определяемая по формуле

$$\rho_{\text{гтл}}^0 = 0,01 \left[1,96 \text{CO}_2^{\text{гтл}} + 1,52 \text{H}_2\text{S}^{\text{гтл}} + 1,25 \text{N}_2^{\text{гтл}} + 1,43 \text{O}_2^{\text{гтл}} + 1,25 \text{CO}^{\text{гтл}} + 0,0899 \text{H}_2^{\text{гтл}} + \sum (0,536 m + 0,045 n) C_m \text{H}_n^{\text{гтл}} \right], \text{ кг/м}^3. \quad (21-16)$$

Пересчет величины плотностей воздуха и дымовых газов для 0°С и 760 мм рт. ст. на величину плотности для произвольной температуры $t^\circ \text{С}$ и произвольного барометрического давления b , мм рт. ст. , производится по формуле

$$\rho = \rho^0 \frac{273}{273 + t} \frac{b}{760}, \text{ кг/м}^3. \quad (21-17)$$

21-3. САМОТЯГА И ПАДЕНИЕ ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЯ

Явление самотяги определяется тем, что движение газов в системах каналов и газоходов подвержено влиянию окружающей воздушной атмосферы, находящейся в поле тяжести. Характер этого влияния заключается в том, что подъем некоторого объема воздуха или другого газа, движущегося в каналах или газоходах, с начального уровня на некоторую высоту сопровождается опусканием такого же объема атмосферного воздуха с этой высоты до начального уровня. В результате затрата полезной работы на подъем воздуха (или другого газа) в системе каналов или газоходов на заданную высоту сопровождается получением работы от спуска такого же объемного количества атмосферного воздуха с той же высоты.

Когда в системе каналов перемещается воздух, имеющий температуру окружающей среды, затрата полезной работы на подъем воздуха, перемещаемого в каналах, в точности компенсируется полезной работой, развиваемой при спуске соответствующего количества атмосферного воздуха с соответствующей высоты, вследствие чего полезная результирующая работа подъема воздуха оказывается равной нулю.

Если в системе воздухопроводов или газоходов перемещаются воздух или дымовые газы, у которых температуры выше температуры атмосферного воздуха, а плотность поэтому меньше, работа, затрачиваемая на подъем воздуха или дымовых газов, становится меньше работы, развиваемой при спуске такого же объема атмосферного воздуха. В результате избыточная часть работы опускающегося атмосферного воздуха может быть затрачена на перемещение воздуха или дымовых газов в воздухопроводах или газоходах и преодоление аэродинамического сопротивления элементов воздушного или газового тракта.

В соответствии с изложенным величина самотяги любого участка газового или воздушного тракта и, в частности, дымовой трубы в н/м^2 выражается формулой

$$h_{\text{н}}^{\text{с}} = Hg (\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{г}}), \text{ н/м}^2, \quad (21-17)$$

а в $\kappa\Gamma/\text{м}^2$ — формулой

$$h^c = H \frac{g}{9,81} (\rho_v - \rho_r) = H \frac{g}{9,81} \left(1,293 \frac{273}{273 + t_v} - \rho_r^0 \frac{273}{273 + \theta_r} \right) \frac{b}{760} \kappa\Gamma/\text{м}^2, \quad (21-18)$$

где H — расстояние по вертикали между конечным и начальным сечениями данного элемента тракта, м;

ρ_v и ρ_r — соответственно плотности наружного воздуха, окружающего котельную установку, и дымовых газов или воздуха в рассматриваемом элементе тракта, $\kappa\Gamma/\text{м}^3$;

1,293 и ρ_r^0 — плотности воздуха и дымовых газов при 0°С и 760 мм рт. ст., $\kappa\Gamma/\text{м}^3$;

t_v и θ_r — соответственно температуры наружного воздуха и дымовых газов или воздуха в рассматриваемом элементе тракта, $^\circ \text{С}$;

b — барометрическое давление, мм рт. ст.

При направлении потока вверх самотяга оказывает положительное влияние, уменьшая перепад полного давления. При направлении потока вниз самотяга оказывает отрицательное влияние, увеличивая перепад полного давления [см. (21-1)]. При равенстве плотностей текущей в элементе среды и атмосферного воздуха, а также при горизонтальных газозовдуховодах самотяга равна нулю.

Таким образом, общее выражение для падения полного давления дымовых газов или воздуха в элементе газо-воздушного тракта (21-1) можно представить в следующем развернутом виде:

$$\Delta h^{\text{п}} = \left[\xi_{\text{пол}} \frac{w^2}{2 \cdot 9,81} \rho_r^0 \frac{273}{273 + \theta_r} + H \frac{g}{9,81} \left(1,293 \frac{273}{273 + t_v} - \rho_r^0 \frac{273}{273 + \theta_r} \right) \right] \frac{b}{760}, \kappa\Gamma/\text{м}^2. \quad (21-19)$$

21-4. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ГАЗОВОГО И ВОЗДУШНОГО ТРАКТОВ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

В газовом тракте в пределах котельного агрегата действительный часовой объем дымовых газов по мере их продвижения, несмотря на присос воздуха, непрерывно уменьшается в результате снижения их температуры. Действительный часовой объем дымовых газов, проходящих в соединительных газоходах между поверхностями нагрева, можно выразить формулой

$$V_{\Gamma}^{\text{вас}} = B_p \left[V_{\Gamma}^0 + (\alpha'' - 1) V_{\Gamma}^0 \right] \frac{\theta'' + 273}{273} \frac{760}{b}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (21-20)$$

где α'' и θ'' — соответственно коэффициент избытка воздуха и температура дымовых газов в конце поверхности нагрева, предшествующей рассматриваемому соединительному газоходу.

На участке между выходом из котельного агрегата и дымососом обычно происходит некоторое снижение температуры дымовых газов в результате присоса холодного воздуха. Поэтому температуру дымовых газов перед дымососом можно выразить формулой

$$\theta_x = \frac{\alpha_{yx} \theta_{yx} + \Delta \alpha t_{x, \text{в}}}{\alpha_{yx} + \Delta \alpha}, ^\circ \text{С}, \quad (21-21)$$

где $\Delta \alpha$ — присос холодного воздуха в рассматриваемой части газового тракта, который может быть определен, исходя из следующих норм присоса:

Стальные газопроводы на каждые 10 м	0,01
Кирпичные боровы на каждые 10 м	0,05
Золуловнители циклонного типа и скрубберы	0,05
Электрофильтры	0,10

Перепад полного давления по газовому тракту котельной установки определяют как сумму аэродинамических сопротивлений всех элементов газового тракта и всех величин самотяги по газоходам агрегата, т. е. как величину

$$\Delta H_r^{\pi} = \sum \Delta h_r \mp \sum h_{\kappa, a}^c, \text{ кг/м}^2. \quad (21-22)$$

При этом основное значение имеет аэродинамическое сопротивление элементов газового тракта. Суммарная величина самотяги по газоходам котельной установки оказывается очень незначительной, так как она попеременно то положительна, то отрицательна.

На величину общего аэродинамического сопротивления котельной установки при сжигании твердого топлива влияет, кроме прочих условий, концентрация летучей золы в дымовых газах. Поэтому в данном случае аэродинамическое сопротивление установки определяется формулой

$$\sum \Delta h_r = \sum \Delta h_{r-з\gamma} (1 + \mu) + \sum \Delta h_{з\gamma-дт}, \text{ кг/м}^2, \quad (21-23)$$

где $\sum \Delta h_{r-з\gamma}$ — суммарное аэродинамическое сопротивление всех элементов газового тракта от топki до золоуловителя включительно, кг/м^2 ;

$\sum \Delta h_{з\gamma-дт}$ — то же на участке между золоуловителем и дымовой трубой, кг/м^2 ;

μ — концентрация летучей золы в дымовых газах, кг/кг .

Запыленность дымовых газов учитывают при слоевом сжигании только для сланцев, а при камерном сжигании — только в случаях, определяемых формулой (4-55). Когда запыленность дымовых газов можно не принимать во внимание, формула (21-23) упрощается:

$$\sum \Delta h_r = \sum \Delta h_{r-дт}, \text{ кг/м}^2, \quad (21-24)$$

где $\sum \Delta h_{r-дт}$ — сумма аэродинамических сопротивлений всех элементов газового тракта от верха топki до дымовой трубы, рассчитанная для случая движения чистых, незапыленных дымовых газов, кг/м^2 .

Воздушный тракт проще газового, особенно в котельных установках, не имеющих воздухоподогревателя.

Количество воздуха, проходящего через дутьевой вентилятор и поступающего в воздухоподогреватель, составляет:

$$V_{x, в}^{\text{час}} = B_p V_b^0 (\alpha_t'' - \Delta \alpha_t - \Delta \alpha_{пл.у} + \Delta \alpha_{вп} + \beta_{рц}) \frac{t_{x, в} + 273}{273} \frac{760}{b}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (21-25)$$

где $\Delta \alpha_t$ и $\Delta \alpha_{пл.у}$ — соответственно присосы воздуха в топке и в системе пылеприготовления;

$\Delta \alpha_{вп}$ — утечка воздуха из воздухоподогревателя;

$\beta_{рц}$ — относительное количество рециркулирующего в воздухоподогревателе воздуха;

$t_{x, в}$ — температура воздуха в рассматриваемой части воздушного тракта.

Количество воздуха, движущегося на участке воздушного тракта от воздухоподогревателя до воздушного короба перед топкой или места отвода части воздуха в систему пылеприготовления равно:

$$V_{r, в}^{\text{час}} = B_p V_b^0 (\alpha_t'' - \Delta \alpha_t - \Delta \alpha_{пл.у}) \frac{t_{r, в} + 273}{273} \frac{760}{b}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (21-26)$$

где $t_{r, в}$ — температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя.

При сжигании твердого, а также жидкого и газообразного топлив в слое из формул (21-25) и (21-26) исчезает величина $\Delta\alpha_{\text{пл.у.}}$; кроме того, в этих случаях при расчете небольших установок можно отказаться от учета величины $\Delta\alpha_{\text{т.}}$. Наконец, при отсутствии воздухоподогревателя из формулы (21-25) исчезают величины $\beta_{\text{рц}}$ и $\Delta\alpha_{\text{вп.}}$, в результате чего эта формула принимает вид:

$$V_{\text{х.в.}}^{\text{час}} = B_{\text{р}} V_{\text{в}}^0 \alpha_{\text{т}}^{\text{н}} \frac{t_{\text{х.в.}} - t_{\text{в}}}{273} \frac{1}{b}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (21-27)$$

и становится пригодной для определения количества воздуха вдоль всего газового тракта.

Так как самотяга воздухопроводов ничтожно мала, величину падения полного давления $\Delta h^{\text{п}}$ в формуле (21-1) можно заменить величиной аэродинамического сопротивления элементов воздушного тракта. На величину перепада полного давления воздушного тракта влияют разрежение в верхней части топки, а также самотяга топки, которые приводят к тому, что в нижней части топки над слоем топлива или на уровне горелок имеется некоторое разрежение. Поэтому величину перепада полного давления воздушного тракта выражают формулой

$$\Delta H_{\text{в}} = \Sigma \Delta h_{\text{в}} + h_{\text{т}}^{\text{н}} + 0,95 H_{\text{т}}, \text{ кг/м}^2, \quad (21-28)$$

где $\Sigma \Delta h_{\text{в}}$ — сумма аэродинамических сопротивлений всех элементов воздушного тракта, кг/м^2 ;

$h_{\text{т}}^{\text{н}}$ — разрежение в верхней части топки, кг/м^2 ;

$H_{\text{т}}$ — расстояние по вертикали между горизонтальным сечением средней линии выходного окна из топки и местом входа воздуха в топку, м.

Влияние барометрического давления при аэродинамическом расчете котельных установок, как правило, не учитывается, вследствие чего приведенные в этом параграфе формулы соответствующим образом упрощаются. Влияние барометрического давления принимают во внимание только при расчете котельных установок, подлежащих сооружению на высоте, превышающей 200 м над уровнем моря.

21-5. ДЫМОВЫЕ ТРУБЫ

Дымовые трубы выполняют кирпичными, железобетонными и стальными. Из кирпича обычно сооружают трубы высотой до 80 м; более высокие трубы сооружают из железобетона. Стальные трубы устанавливают только на вертикально-цилиндрических котлах и водогрейных котлах большой теплопроизводительности башенного типа. Так как дымовая труба — дорогостоящее сооружение, то обычно ее выполняют общей для всей котельной или для группы из двух-трех котельных агрегатов. На рис. 21-4 показана кирпичная дымовая труба высотой 30 м для отопительно-производственной котельной.

Принцип действия дымовой трубы одинаков как в установках с естественной тягой, так и в установках с искусственной тягой. Разница заключается только в количественной стороне вопроса. При естественной тяге дымовая труба должна преодолеть сопротивление всей котельной установки. При искусственной тяге назначенные дымовой трубы сводятся к выносу дымовых газов в более высокие слои атмосферы, а тяга, которую она создает, становится только добавлением к тяге, создаваемой дымососом.

Действие дымовой трубы основано на принципе самотяги: разность весов столба более горячих дымовых газов в трубе и такой же высоты столба более холодного воздуха в окружающей атмосфере приводит к возникновению движения потока дымовых газов в газоходах котла и соответствующего разрежения в топке. Из формулы (21-18) ясно, что тяга, создаваемая дымовой трубой (самотяга трубы), будет тем больше, чем выше температура дымовых газов в трубе, чем ниже температура наружного воздуха и чем выше

труба. Однако не вся тяга, создаваемая дымовой трубой, может быть использована для преодоления сопротивления котельной установки. Некоторая часть этой тяги затрачивается на преодоление трения дымовых газов о стенки самой трубы и создание динамического давления, необходимого для получения заданной скорости выхода дымовых газов из трубы.

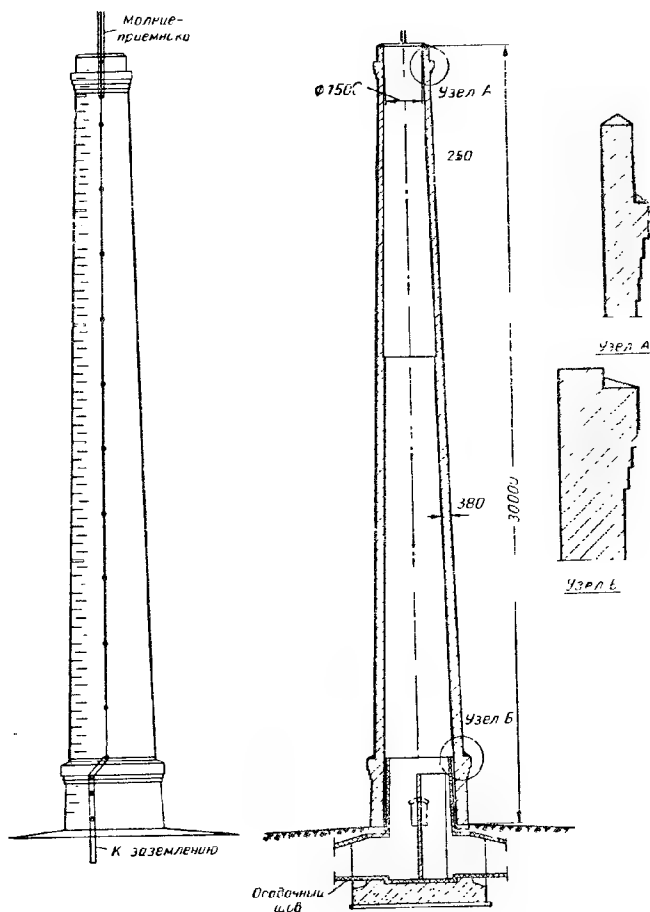


Рис. 21-4. Кирпичная дымовая труба.

Высоту дымовой трубы при искусственной тяге выбирают, исходя из санитарных требований отвода газов на необходимую высоту. Из этих же соображений проверяют и минимально допустимую высоту трубы при естественной тяге. Согласно СНиП II-Г.9-65 высоту дымовых труб котельных, предназначенных для работы на твердом топливе при наличии установок для очистки дымовых газов от золы со степенью улавливания 85—90%, выбирают в зависимости от величин приведенной зольности и сернистости топлива по данным табл. 21-3. Согласно данным этой таблицы выбирают также высоту дымовой трубы для котельных, предназначенных для сжигания мазута. Для котельных, предназначенных для работы на газообразном топливе, высоту трубы выбирают по конструктивным соображениям, но не ниже 20 м.

Часовой расход топлива, m^3/h	Высота трубы, m			
	$A_{пр} < 5;$ $S_{пр} < 0,3$	$A_{пр} < 5;$ $S_{пр} > 0,3$	$A_{пр} > 5;$ $S_{пр} < 0,3$	$A_{пр} > 5;$ $S_{пр} > 0,3$
До 1	20	20	20	20
Свыше 1 до 5	30	30	30	30
Свыше 5 до 10	30	30	45	45
Свыше 10 до 15	30	Принимается из расчета обеспечения предельно допустимой концентрации сернистого газа в атмосфере, но не менее 30 м	45	Принимается из расчета обеспечения предельно допустимой концентрации сернистого газа в атмосфере, но не менее 45 м
Более 15	Принимается из расчета обеспечения предельно допустимой концентрации золы и сернистого газа в атмосфере, но не менее:			
	30	30	45	45

Примечания: 1. Расчет концентраций сернистого газа в атмосфере проводят по «Временной методике расчетов рассеивания в атмосфере выбросов (золы и сернистых газов) из дымовых труб электростанций», утвержденной Государственным комитетом по координации научно-исследовательских работ СССР.

2. Если в радиусе 200 м от котельной имеются здания высотой более 15 м, минимальная высота дымовой трубы принимается равной 45 м.

Часовое количество дымовых газов, проходящих через дымовую трубу, зависит от производительности и числа котельных агрегатов, присоединенных к трубе. Его можно определить по формуле

$$V_{д.т}^{час} = n B_p \left[V_p^0 + (\alpha_{д.т} - 1) V_p^0 \right] \frac{\theta_{д.т} + 273}{273} \cdot \frac{760}{b}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (21-29)$$

где n — число котлов, подсоединенных к трубе;

B_p — расчетный часовой расход топлива на каждый из этих котлов, $кг/ч$;

$\alpha_{д.т}$ — коэффициент избытка воздуха перед дымовой трубой;

$\theta_{д.т}$ — температура дымовых газов там же, $^{\circ}C$.

Диаметр устья дымовой трубы зависит от количества дымовых газов, проходящих через нее, и от скорости выхода их из трубы. Его определяют по формуле

$$d_{д.т}'' = 0,0188 \sqrt{\frac{V_{д.т}^{час}}{w_{д.т}}}, \text{ м}, \quad (21-30)$$

где $w_{д.т}''$ — скорость дымовых газов на выходе из трубы, $м/сек$.

Скорость дымовых газов на выходе из трубы при естественной тяге принимают равной не менее 6–10 $м/сек$ во избежание задувания дымовых газов в трубу при ветре и работе котельной при пониженной производительности. При искусственной тяге скорость выхода дымовых газов из трубы определяют из экономических соображений. Экономическая скорость дымовых газов на выходе из кирпичных и железобетонных труб составляет для котельных большой и средней паропроизводительности 15–25 $м/сек$, а для котельных малой производительности (промышленных и отопительных) 10–20 $м/сек$.

Величина диаметра трубы, определенная по формуле (21-30), в случае расчета кирпичной или железобетонной трубы должна быть округлена с учетом выбранной высоты трубы до ближайшего типоразмера по рис. 21-5. После этого скорость истечения газов из трубы должна быть соответствующим образом пересчитана.

Полезная тяга, развиваемая дымовой трубой, равна:

$$h_{д.т}^{пол} - h_{д.т}^c - (\Delta h_{д.т}^{тр} + h_{д.т}^d), \text{ кг/м}^2, \quad (21-31)$$

где $\Delta h_{д.т}^{тр}$ — сопротивление трения движению газов в дымовой трубе, $кг/м^2$;

$h_{д.т}^d$ — динамическое давление на выходе из трубы, необходимое для создания скорости истечения дымовых газов из трубы, $кг/м^2$.

Сопротивление трения конической дымовой трубы выражают формулой

$$\Delta h_{\text{д.т}}^{\text{тр}} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{n^2 - 1}{n^2} \cdot \frac{w_{\text{д.т}}^2}{2 \cdot 9,81} \rho_{\text{г}}, \quad \text{кг/м}^2, \quad (21-32)$$

где λ — коэффициент трения, принимаемый равным 0,03 как для кирпичных и железобетонных, так и для стальных труб;
 α — средний угол сужения трубы, град;
 n — степень сужения трубы, равная отношению верхнего и нижнего сечений трубы.

Высота трубы $H_{\text{г.л}}$	Внутренний диаметр устья d_2 , м																	
	0,8	0,9	1,0	1,1	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,25	2,5	2,75	3,1	3,5	3,9	4,5	5,1	5,7
20																		
25																		
30																		
35																		
40																		
45																		
50																		
55																		
60																		
65																		
70																		
75																		
80																		
90																		
100																		
120																		
150																		
180																		

Рис. 21-5. Унифицированный ряд типоразмеров дымовых труб (по данным Теплопроекта).

1 — конические кирпичные трубы; 2 — конические кирпичные и цилиндрические железобетонные трубы; 3 — конические железобетонные трубы; 4 — конические кирпичные или железобетонные трубы.

Эту формулу с некоторым приближением можно привести к более простому виду:

$$\Delta h_{\text{д.т}}^{\text{тр}} \approx \frac{0,0075 H_{\text{д.т}}}{d'_{\text{д.т}} - d''_{\text{д.т}}} \cdot \frac{w_{\text{д.т}}^2}{2 \cdot 9,81} \rho_{\text{г}} \approx \frac{0,004}{i} \frac{w_{\text{д.т}}^2}{2 \cdot 9,81} \rho_{\text{г}}, \quad \text{кг/м}^2, \quad (21-33)$$

где $d'_{\text{д.т}}$ и $d''_{\text{д.т}}$ — соответственно диаметр нижнего и верхнего сечений трубы, м;
 i — средний уклон внутренних стенок трубы, принимаемый для кирпичных и железобетонных труб равным 0,02.

Величина динамического давления, необходимая для создания скорости выхода дымовых газов из трубы, составляет:

$$h_{\text{д.т}}^{\text{д}} = \zeta_{\text{м}} \frac{w_{\text{д.т}}^2}{2 \cdot 9,81} \rho_{\text{г}}, \quad \text{кг/м}^2, \quad (21-34)$$

где $\zeta_{\text{м}}$ — коэффициент местного сопротивления выхода газов из дымовой трубы, принимаемый равным 1,1.

Высота дымовой трубы, обеспечивающая необходимое разрежение при естественной тяге, составляет:

$$H_{\text{д.т}} = \frac{\beta \Delta H_{\text{г}}^{\text{н}} + (\Delta h_{\text{д.т}}^{\text{тр}} + \Delta h_{\text{д.т}}^{\text{д}})}{1,293 \frac{273}{273 + t_{\text{в}}} \left(-\rho_{\text{г}}^0 \frac{273}{273 + 6 t_{\text{д.т}}^{\text{с}}} \right) \frac{b}{760}}, \quad \text{м}, \quad (21-35)$$

где β — коэффициент запаса по тяге, принимаемый равным 1,2.

Температура дымовых газов вдоль трубы снижается незначительно, не превышая, как правило, 2—5° С. Снижение температуры дымовых газов на 1 м высоты трубы можно определить по формуле

$$\Delta \theta = \frac{k}{V D}, \quad \text{град/м}, \quad (21-36)$$

где D — суммарная номинальная паропроизводительность всех котлов, присоединенных к данной трубе, т/ч;

k — коэффициент, зависящий от материала трубы и равный для малых кирпичных труб (средняя толщина кладки $< 0,5$ м) 0,4, а для больших кирпичных труб (средняя толщина кладки $> 0,5$ м) 0,2.

В соответствии с этим среднюю температуру дымовых газов в трубе определяют по формуле

$$t_{\text{д.т}}^{\text{ср}} = t_{\text{д.т}}' - H_{\text{д.т}} \frac{\Delta \theta}{2} = t_{\text{д.т}}' - H_{\text{д.т}} \frac{k}{2 \sqrt{D}}, \quad ^\circ \text{C}, \quad (21-37)$$

где $t_{\text{д.т}}'$ — температура дымовых газов при входе в трубу, $^\circ \text{C}$.

При расчете труб, предназначенных для создания естественной тяги, падение температуры дымовых газов учитывается; при расчете же труб, предназначенных для искусственной тяги, падением температуры дымовых газов в трубе можно пренебречь, вводя в расчет температуру дымовых газов у дымососа.

21-6. ДЫМОСОСЫ И ДУТЬЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

Дымососы производительностью до 100 000 м³/ч, а также все дутьевые вентиляторы, выпускаемые отечественной промышленностью, выполняют в виде центробежных машин одностороннего всасывания с консольным расположением крыльчатки. Дымососы обозначают маркой Д, а дутьевые вентиляторы — маркой ВД. Дымососы и дутьевые вентиляторы одного типа-размера имеют одинаковую конструкцию и размеры, за исключением того, что в дымососах детали, непосредственно соприкасающиеся с газами, усилены с запасом на золотой износ. Дымососы большей производительности (до 300 000 м³/ч) выполняют с двусторонним всасом, что упрощает задачу опирания вала дымососа и дает некоторые другие преимущества.

Центробежный дымосос (и вентилятор) консольного типа (рис. 21-6) представляет собой крыльчатку 5, заключенную в улитку 4. Крыльчатка надета на вал, опирающийся на консольный подшипник 3. Вал непосредственно соединен с валом электродвигателя 1 муфтой 2. Электродвигатель и консольный подшипник размещены на раме 6, которая болтами 7 скрепляется с фундаментом. Ко всасывающему патрубку дымососа присоединен направляющий аппарат. Вращаясь со скоростью 720—2 800 об/мин, такой дымосос (или вентилятор) развивает давление 70—250 кг/м².

Для очень мощных котельных агрегатов в СССР устанавливают также дымососы осевого типа.

Дымососы устанавливают за котельным агрегатом, причем в котельных установках, предназначенных для сжигания твердого топлива, — после золоуловителя, чтобы уменьшить количество проходящей через него летучей золы и тем самым уменьшить истирание золы крыльчатки. В целях уменьшения объема здания котельной дымососы, как правило, устанавливают на открытом воздухе.

В котельной дымососы размещают только в тех районах, где расчетная зимняя температура наружного воздуха для расчета отопления ниже минус 30° С.

Дымосос устанавливают такой производительности, чтобы он полностью удалял из котельной установки все газообразные продукты сгорания топлива, имея при этом небольшой запас по производительности. Расчетную часовую производительность дымососа определяют по формуле

$$Q_{\text{д}} = \beta_1 B_p [V_{\text{г}}^0 + (\alpha_{\text{д}} - 1) V_{\text{в}}^0] \frac{\theta_{\text{д}} + 273}{273} \cdot \frac{760}{b}, \quad \text{м}^3/\text{ч}, \quad (21-38)$$

где β_1 — коэффициент запаса по производительности, принимаемый равным 1,10 для котлов паропроизводительностью до 20 т/ч включительно и равным 1,05 для котлов паропроизводительностью более 20 т/ч;

$\alpha_{\text{д}}$ и $\theta_{\text{д}}$ — соответственно коэффициент избытка воздуха и температура дымовых газов перед дымососом.

Дымосос выбирают так, чтобы развиваемое им давление с учетом тяги, создаваемой дымовой трубой, обеспечивало с некоторым запасом необходи-

мый перепад полного давления по газовому тракту. При этом учитывают необходимость поддержания небольшого разрежения в верхней части топки при работе котельного агрегата для устранения выбивания дымовых газов из топки через неплотности в обмуровке. Учитывая формулы (21-22) и (21-23), расчетное давление, которое должен развивать дымосос, можно выразить в следующем общем виде:

$$H_d = \beta_2 (h_{в.т} + \Delta H_T^n - h_{д.т}^{пол}) = \beta_2 \left\{ h_{в.т} + |\Sigma \Delta h_{т.з.у} (1 + \mu) + \Sigma \Delta h_{з.у.д.т}| + \right. \\ \left. \mp \Sigma h_{к.а}^c - h_{д.т}^c + (\Delta h_{д.т}^{т.р} + h_{д.т}^{к.т}) \right\}, \text{ кг/м}^2, \quad (21-39)$$

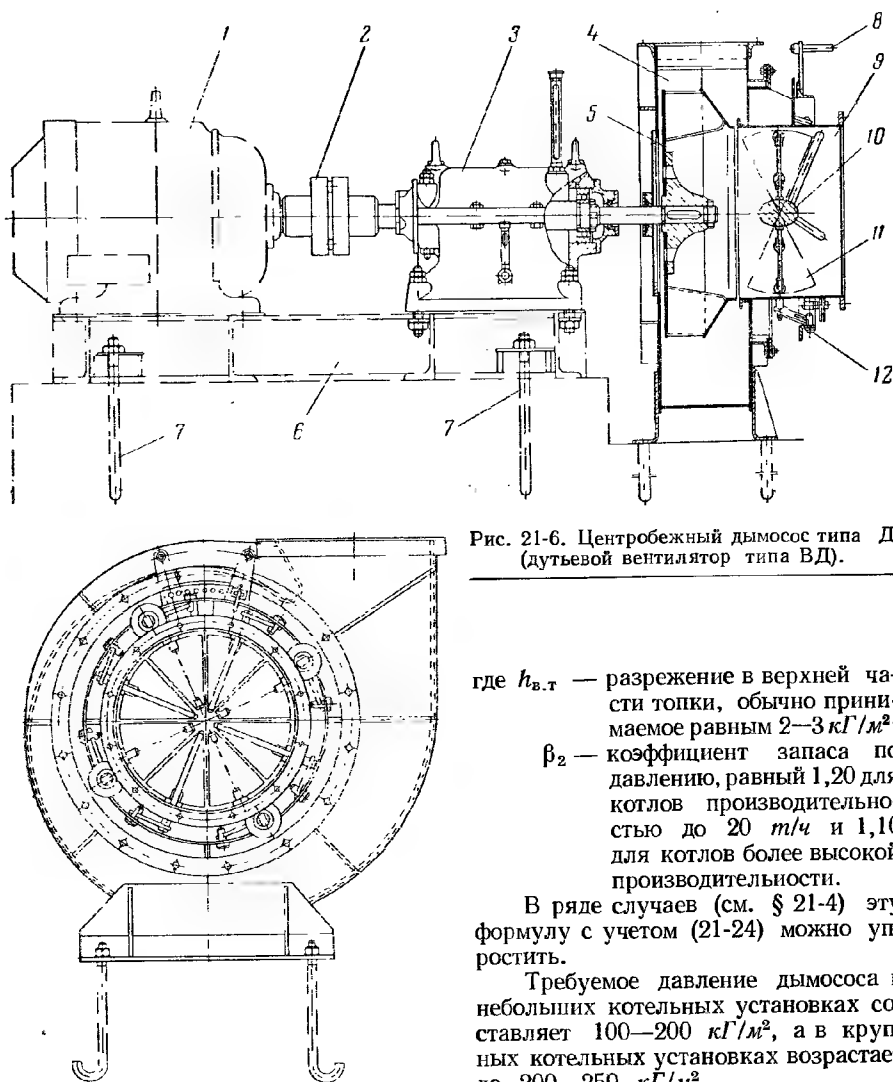


Рис. 21-6. Центробежный дымосос типа Д (дутьевой вентилятор типа ВД).

где $h_{в.т}$ — разрежение в верхней части топки, обычно принимаемое равным $2-3 \text{ кг/м}^2$;
 β_2 — коэффициент запаса по давлению, равный 1,20 для котлов производительностью до 20 т/ч и 1,10 для котлов более высокой производительности.

В ряде случаев (см. § 21-4) эту формулу с учетом (21-24) можно упростить.

Требуемое давление дымососа в небольших котельных установках составляет $100-200 \text{ кг/м}^2$, а в крупных котельных установках возрастает до $200-250 \text{ кг/м}^2$.

Дутьевые вентиляторы устанавливают перед воздухоподогревателем, чтобы они подавали неподогретый воздух, так как мощность, требуемая для подачи вентилятором данного массового количества воздуха, умень-

шается с понижением его температуры, что приводит к соответствующему уменьшению расхода электроэнергии на дутье. Чтобы повысить к. п. д. котельного агрегата, стараются использовать тепло воздуха, нагретого в котельной. Этот воздух как более легкий собирается в верхней части здания котельной, поэтому перед вентилятором выполняют вертикальный всасывающий воздуховод, начинающийся несколько ниже перекрытия котельной. Производительность дутьевого вентилятора должна обеспечить подачу в топку количества воздуха, необходимого для горения, с некоторым запасом.

Расчетную часовую производительность дутьевого вентилятора при отсутствии рециркуляции воздуха в воздухоподогревателе определяют по формуле

$$Q_v = \beta_1 B_p (\alpha'' - \sum \Delta \alpha_{\text{прс}} + \Delta \alpha_{\text{вп}}) V_0^0 \frac{273 + t_v}{273} \cdot \frac{760}{b}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (21-40)$$

где β_1 — коэффициент запаса, равный 1,05;
 α'' — коэффициент избытка воздуха в конце топки;
 $\sum \Delta \alpha_{\text{прс}}$ и $\Delta \alpha_{\text{вп}}$ — соответственно присос воздуха в топке и системе пылеприготовления и утечка воздуха из воздухоподогревателя;
 t_v — температура воздуха, поступающего в вентилятор, °С.

Дутьевой вентилятор выбирают так, чтобы развиваемое им давление обеспечивало с некоторым запасом необходимый перепад полного давления по воздушному тракту. С учетом (21-28) расчетное давление, развиваемое вентилятором, выражается в виде:

$$H_v = \beta_2 \left(\sum \Delta h_v - h'' - 0,95 H_T \right), \text{ кг/м}^2, \quad (21-41)$$

где β_2 — коэффициент запаса, равный 1,10.

Требуемое полное давление дутьевого вентилятора обычно составляет 100—150 кг/м² в котельных установках малой производительности, возрастая до 200—250 кг/м² в крупных котельных установках.

Мощность, требуемая для привода дымососа (или дутьевого вентилятора), определяется по формуле

$$N_{\text{эл}} = \beta_3 \frac{QH}{3670 \eta_3}, \text{ кВт}, \quad (21-42)$$

где β_3 — коэффициент запаса мощности электродвигателя, принимаемый равным 1,1;

Q и H — соответственно производительность дымососа (или вентилятора) и создаваемое им давление, определяемые по формулам (21-38) и (21-39) или (21-40) и (21-41);

η_3 — эксплуатационный к. п. д. дымососа (или вентилятора), составляющий приблизительно 0,7.

Основные характеристики центробежной тяго-дутьевой машины (дымососа и вентилятора) — производительность, развиваемое давление и потребление мощности определяются размерами машины и ее конструктивными параметрами. В пределах данной машины основные характеристики зависят от числа оборотов. Изменение производительности центробежной тяго-дутьевой машины прямо пропорционально изменению числа оборотов, изменение давления — квадрату изменения числа оборотов, изменение потребления мощности — кубу числа оборотов:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \quad \frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}, \quad (21-43)$$

где Q_1 , H_1 и N_1 — соответственно производительность, давление и потребляемая мощность машины при n_1 об/мин;

Q_2 , H_2 и N_2 — те же параметры при n_2 об/мин.

Различают полное давление, развиваемое тяго-дутьевой машиной,

и статическое давление. Полное давление машины $H^п$ представляет собой перепад полного давления в выходном и входном патрубках ее, т. е.

$$H^п = h''_п - h'_п, \text{ кг/м}^2. \quad (21-44)$$

Статическое давление машины представляет собой разность полного и динамического давлений в выходном патрубке машины, т. е. величину

$$H^ст = H^п - \frac{w^2}{2 \cdot 9,81} \rho, \text{ кг/м}^2. \quad (21-45)$$

Давление, создаваемое тяго-дутьевой машиной, при прочих равных условиях обратно пропорционально абсолютной температуре подаваемого газа, т. е.

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{273 + t_2}{273 + t_1}, \quad (21-46)$$

где H_1 и H_2 — соответственно давления, создаваемые машиной при температурах t_1 и t_2 , °С.

Давление, создаваемое данной тяго-дутьевой машиной, требуемая для вращения мощность и к. п. д. машины зависят от количества газов или воздуха, которое она подает в данных условиях. Выражая зависимость величин H , N и η от величины Q в графической форме, можно получить так называемую рабочую характеристику тяго-дутьевой машины (рис. 21-7, а).

Давление, развиваемое машиной, с увеличением количества подаваемого газа (кривая 1) вначале возрастает, а затем, пройдя через максимум, начинает довольно резко падать. Восходящая часть кривой 1 соответствует области неустойчивой работы, а нисходящая часть ее, наоборот, — области устойчивой работы. Поэтому при выборе дымососа и дутьевого вентилятора для котельного агрегата ориентируются на то, чтобы их рабочей областью была нисходящая ветвь кривой 1. Мощность, требуемая для вращения тяго-дутьевой машины, с повышением количества подаваемых дымовых

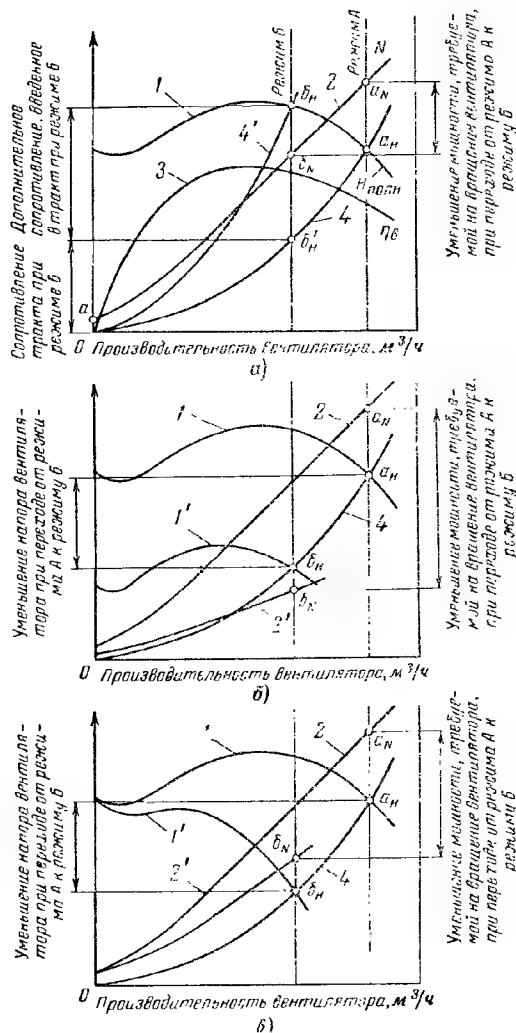


Рис. 21-7. Характеристики работы центробежного дымососа и центробежного дутьевого вентилятора в зависимости от способа регулирования.

газов или воздуха возрастает (кривая 2), выражаясь почти прямой линией, которая пересекает ось ординат на некотором расстоянии от начала координат (точка *a*). Отрезок *oa* выражает мощность холостого хода машины. Коэффициент полезного действия выражается кривой, выходящей из начала координат, резко возрастающей, но затем проходящей через максимум и начинающей снижаться (кривая 3).

Количество дымовых газов или воздуха, которое подает тяго-дутьевая машина, работающая на данный тракт, определяется его аэродинамической характеристикой. Эта характеристика выражает вели-

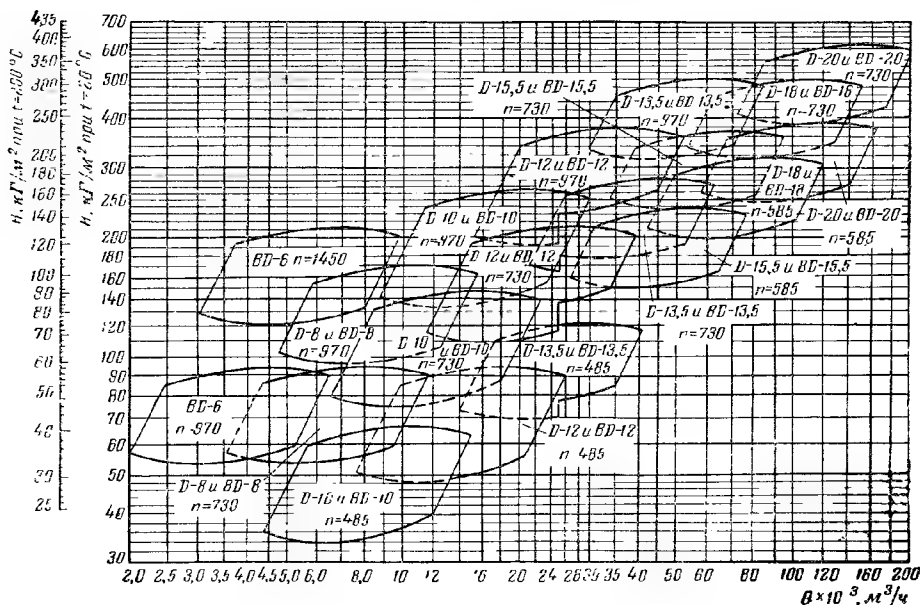


Рис. 21-8. Сводный график характеристик тяго-дутьевых машин типов Д и ВД.

чину перепада полного давления в тракте в зависимости от количества проходящих через него дымовых газов или воздуха и приблизительно представляет собой квадратичную параболу, проходящую через начало координат (кривая 4). Очевидно, что количество дымовых газов или воздуха, подаваемое машиной, определится точкой пересечения характеристики машины по давлению и аэродинамической характеристики тракта (точка *a_н*).

Сводный график характеристик тяго-дутьевых машин типов Д и ВД показан на рис. 21-8.

Большое значение для экономичной эксплуатации котельных агрегатов имеет рациональное регулирование производительности дымососов и дутьевых вентиляторов. В эксплуатации котельных агрегатов экономически важно при изменении нагрузки на котел поддерживать постоянные значения коэффициента избытка воздуха в конце топки и разрежения верхней части ее, с тем чтобы сохранять расчетный к. п. д. котельного агрегата. Этого можно достигнуть, если в распоряжении эксплуатационного персонала имеются надлежащие средства для гибкого и тонкого регулирования производительности дымососов и дутьевых вентиляторов.

Самым простым, но и самым неэкономичным является регулирование шибера, когда желаемая производительность достигается изменением положения одного из шиберов тракта, что изменяет аэродинамическую характеристику последнего и рабочую точку машины. Например, желая уменьшить производительность машины, прикрывают шибер, создавая тем самым в тракте новое местное сопротивление $\Delta p_{\text{л}}'$. В результате аэродинамическая характеристика тракта начинает проходить выше (кривая 4') и пересекается характеристикой машины при меньшей производительности ее (точка *б_н*). Введение в тракт дополнительного местного сопротивления вызывает до-

полнительную затрату энергий на преодоление его, в результате чего уменьшение производительности машины не сопровождается соответствующим уменьшением мощности, потребной для вращения ее.

Наиболее экономичным является регулирование производительности тягодутьевой машины изменением числа оборотов, так как число оборотов машины сильно влияет на величину требуемой мощности. В этом случае при уменьшении числа оборотов машины кривая полного давлении на ее характеристике заметно опускается (кривая 1' на графике на рис. 21-7, б). В результате точка пересечения этой кривой с сохранившей свое положение кривой аэродинамического сопротивления тракта перемещается в сторону уменьшения производительности (точка b_H на рис. 21-7, б). Кривая требуемой для вращения машины мощности с уменьшением числа оборотов также сильно опускается, перемещаясь в положение 2', в результате чего значительно уменьшается мощность, затрачиваемая на вращение машины (с a_N до b_N).

Недостатком регулирования производительности тягодутьевых машин изменением числа оборотов является необходимость применения электродвигателей с регулируемым числом оборотов, которые более дороги, чем короткозамкнутые. Применение гидромуфт также неэффективно, так как они дороги и сложны в эксплуатации. Поэтому производительность тягодутьевых машин регулируют направляющими аппаратами.

Имеется несколько типов направляющих аппаратов; самым распространенным является осевой направляющий аппарат (см. рис. 21-4), устанавливаемый к дымососам и дутьевым вентиляторам консольного типа. Аппарат состоит из обечайки 9, которая крепится к приемному патрубку дымососа или вентилятора. Внутри обечайки по радиусам размещены поворотные лопасти 11, оси которых входят в цапфы, установленные на обечайке и в центральном раскателе 10. На конце осей лопаток, проходящих через цапфы обечайки, наглухо посажены рычаги, которые шарнирно связаны с кольцом 12. Перемещая это кольцо вокруг обечайки рычагом 8, можно изменять положение лопаток от параллельного входящему потоку дымовых газов или воздуха до перпендикулярного ему.

В первом случае лопатки аппарата не влияют на поток, а во втором, накладываясь одна на другую, полностью закрывают вход дымовых газов или воздуха в машину, выполняя функции шиберов. В промежуточных положениях лопатки направляющего аппарата закручивают поток, входящий в машину, в сторону вращения крыльчатки. Это приводит к тому, что рабочая характеристика машины как бы сжимается в направлении оси абсцисс (кривая 1' на графике на рис. 21-7, в). В результате точка пересечения характеристики машины с характеристикой тракта перемещается в сторону уменьшения производительности.

Кривая, выражающая зависимость величины мощности, требуемой для вращения машины, от ее производительности при повороте лопаток направляющего аппарата в сторону закрытия постепенно опускается (кривая 2'). Это значит, что мощность, затрачиваемая на вращение машины, с уменьшением производительности ее при регулировании направляющим аппаратом уменьшается больше, чем при регулировании шибером. В этом отношении регулирование направляющим аппаратом занимает промежуточное положение между регулированием шибером и регулированием изменением числа оборотов.

Глава двадцать вторая

ПИТАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА, ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА КОТЕЛЬНЫХ

22-1. ПИТАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Установка для питания котлов водой (рис. 22-1) состоит из двух или нескольких питательных насосов 4, которые своими приемными патрубками присоединены ко всасывающей магистрали 3, а нагнетательными патрубками — к питательной линии 7 или промежуточной сборной линии 5. Всасывающая магистраль соединена с питательным баком 2, в котором хранится запас воды, прошедшей через деаэрационную колонку 1. Из питательной линии вода поступает в водяной экономайзер 8, а далее — в котел 9. Промежуточная линия 5 необходима только в тех случаях, когда котельные агрегаты установлены на электрической станции и питательная вода подогревается после насосов в подогревателях высокого давления 6.

Питательные устройства являются одним из самых ответственных элементов котельной. Ввиду незначительности запаса воды в современном котельном агрегате прекращение питания его водой даже на несколько минут

может привести к полному испарению ее; после этого начнется катастрофический разогрев металла поверхностей нагрева котельного агрегата дымовыми газами, что может закончиться пережогом их и выходом котла из строя.

Для питания котлов водой применяют насосы высокого давления, рассчитанные на подачу воды с температурой 105—150° С. В СССР питательные насосы проектируют с учетом давления пара и паропроизводительности котельных агрегатов, стандартизованных ГОСТ.

Давление, развиваемое питательным насосом, выбирают со значительным превышением давления пара в котле, чтобы насос мог преодолеть это

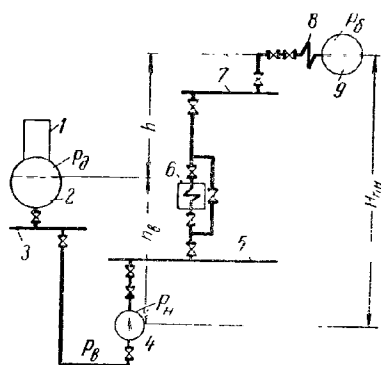


Рис. 22-1. Схема питательной установки.

давление, а также сопротивление водяного экономайзера, трубопроводов и арматуры и геодезическую высоту подъема воды от ее уровня в питательном баке до уровня в паровом котле. С учетом этих обстоятельств давление нагнетания насосов, предназначенных для питания котлов с давлением 14 ат, выбирается равным 20—22 ат, для питания котлов с давлением 40 ат 55—60 ат, для питания котлов с давлением 100 ат 140—155 ат, для питания котлов с давлением 140 ат 200—210 ат.

Различают три типа питательных насосов: центробежные с приводом от электрического двигателя, центробежные с приводом от паровой турбины и

поршневые прямодействующие с паровым приводом.

Наиболее распространены центробежные насосы с электрическим приводом, которые обычно применяют как основные для питания котельных агрегатов во всем диапазоне их производительностей от нескольких сотен килограммов до 950 т пара в час и больше. Эти насосы выполняют производительностью от 5—10 до 600—700 м³/ч воды и более и на давление от 12—20 до 200—320 ат и выше.

Обычно насосы выполняют многоступенчатыми, состоящими из 3—12 ступеней (рис. 22-2, а, см. вкладку), на скорость вращения 2 880—2 970 об/мин. Корпус 3 насосов пониженного давления выполняют из модифицированного чугуна, а насосов повышенного давления — из стали. Вал 4 выполняют стальным, рабочие колеса 5 и направляющие аппараты 6 — из модифицированного чугуна или бронзы. Подшипники 2 насоса выполняют как подшипники скольжения с кольцевой смазкой (и часто с водяным охлаждением) или шариковые. Осевое усилие насоса воспринимается гидравлической пятой. Насос и электродвигатель устанавливают на общей сварной раме, заливаемой в бетон фундаменте. Валы насоса и электродвигателя соединяют эластичной муфтой 1. Мощность электродвигателей, приводящих питательные насосы, составляет 20—4 000 квт и более в зависимости от производительности насоса и развиваемого им давления. Вариантом центробежного насоса является центробежно-вихревой насос (рис. 22-2, б, см. вкладку).

Центробежные насосы с паротурбинным приводом обычно применяют для питания котельных агрегатов средней и большой паропроизводительности. Эти насосы (рис. 22-3, см. вкладку) выполняют на такие же производительности и давления, как и центробежные насосы с электрическим приводом. Скорость вращения насоса с паротурбинным приводом обычно равна 4 000—6 000 об/мин, и по этой причине насос с паротурбинным приводом получается значительно более компактным, чем насос с электрическим приводом, так как его можно выполнить с меньшим числом ступеней (от 1 до 6) и колесами меньшего диаметра. Рабочие колеса 1 обычно изготавливают из высокопрочной латуни или стали. Корпус насоса 3 выполняют стальным.

Для уменьшения осевого усилия в насосах предусматривают перепускную трубу 2, соединяющую разгрузочную камеру с камерой всасывания.

Паровая турбина также получается очень компактной, так как ротор 4 ее обычно получается одноступенчатым. Турбина работает на паре тех параметров, на которые рассчитана котельная. Для упрощения установки турбину обычно проектируют для работы с выхлопом пара в атмосферу. Питательные насосы с паротурбинным приводом обычно устанавливают в качестве резервных, так как систематическая эксплуатация приводной турбины сложнее, чем эксплуатация электродвигателя, а, кроме того, такие турбины неэкономичны по расходу пара.

Поршневые паровые насосы обычно используют в качестве резервных для питания котельных агрегатов с паропроизводительностью до 6—10 *m*³/ч и давлением до 14 ат, устанавливаемых в промышленных и отопительных котельных. Эти насосы выполняют горизонтальными и вертикальными, одно- и двухцилиндровыми.

Насос (рис. 22-4) состоит из двух основных частей: блока паровых цилиндров 1 и блока гидравлических цилиндров 4, соединенных стальными колонками 2. На верхней части блока гидравлических цилиндров установлена стойка рычагов механизма парораспределения 3, в состав которого входят цилиндрические золотники, размещенные внутри парового блока. В блоке гидравлических цилиндров размещены четыре нагнетательных и четыре всасывающих тарельчатых клапана.

На приемном и напорном трубопроводах питательного насоса устанавливают задвижки для отсоединения от питательных линий после остановки его. Кроме того, на напорной стороне центробежных насосов устанавливают обратный клапан, чтобы предотвратить обратный проход воды из питательной линии в питательный бак через насос в случае неожиданного выключения электродвигателя или турбины, вращающих насос.

Центробежные насосы не могут длительно работать вхолостую или при малом расходе, так как при этом в результате трения дисков о воду в насосе она может закипеть. Поэтому в крупных насосах на напорной линии до обратного клапана предусматривают спускную трубу, отводимую в бак питательной воды, на которой ставят автоматический запорный клапан. При нормальных условиях работы насоса этот клапан закрыт; в тех случаях, когда закрывается обратный клапан насоса или производительность насоса снижается до 25—35% номинальной, клапан спускной линии автоматически открывается, увеличивая количество воды, проходящей через насос.

Питательные насосы размещают на 5—10 м ниже баков питательной воды, чтобы исключить возможность разрыва потока горячей жидкости при входе в насос в результате вскипания ее и образования паровых пузырей. Первое по ходу воды колесо насоса, засасывая воду, создает во входном патрубке насоса значительное разрежение, так что абсолютное давление воды в нем становится значительно более низким, чем атмосферное. О величине создаваемого разрежения можно составить свое представление, учитывая, что при работе насоса на холодной воде оно позволяет засосать воду с глубины 5—8 м. Разрежение, создающееся в приемном патрубке насоса, приводит к тому, что вода в нем закипает при температуре, значительно более низкой, чем 100° С. В результате при поступлении в насос горячей воды она может вскипеть в приемном патрубке. Это опасно, так как образование паровых пузырей приводит к гидравлическим ударам в питательных линиях и снижению производительности и давления насоса, что может привести к перерыву в подаче воды в котлы и возникновению аварии.

Превышение уровня воды в питательном баке над уровнем оси насоса должно быть тем большим, чем выше температура питательной воды. Насос теряет способность засасывать воду, когда температура воды составляет 70° С. При более высокой температуре воды опасность разрыва потока жидкости при входе в насос может возникнуть даже в тех случаях, когда насос залит водой; это произойдет, если столб жидкости в приемном трубопроводе

будет недостаточно высок, чтобы создать во входном патрубке насоса абсолютное давление, более высокое, чем абсолютное давление парообразования, соответствующее температуре воды, поступающей в насос.

На величину требуемого превышения уровня воды в питательном баке над уровнем расположения оси насоса $h_{пр}$, кроме температуры питательной воды, влияют также давление, под которым находится вода в питательном баке, гидравлическое сопротивление системы трубопроводов между питательным баком и насосом и конструкция насоса. Величина $h_{пр}$ может быть определена по формуле

$$h_{пр} \geq 10 \left(\frac{h_{в.п} + h_{г.с}}{0,001 \rho_{ж}} + p_n - p_{п.б} \right), \text{ м}, \quad (22-1)$$

где $h_{в.п}$ — необходимое давление во входном патрубке насоса, включающее скоростное давление, но без учета давления насыщенных паров; это давление дается в характеристиках насосов вне зависимости от температуры, ат;
 $h_{г.с}$ — полное гидравлическое сопротивление системы трубопроводов от бака до насоса, ат;
 p_n — давление насыщенных паров воды, поступающей в насос, соответствующее ее температуре и определяемое по таблицам водяного пара, ат;
 $p_{п.б}$ — избыточное давление, под которым находится вода в питательном баке, ат;
 $\rho_{ж}$ — плотность воды перед насосом, кг/м³.

Необходимое давление во входном патрубке насоса зависит от его конструкции и, в частности, от числа его оборотов. Для насосов с электроприводом и 2950 об/мин величина $h_{в.п}$ составляет 0,5 — 0,7 ат, а для турбонасосов с 4000—7000 об/мин она возрастает до 0,8 — 1,0 ат.

Гидравлическое сопротивление трубопрово-

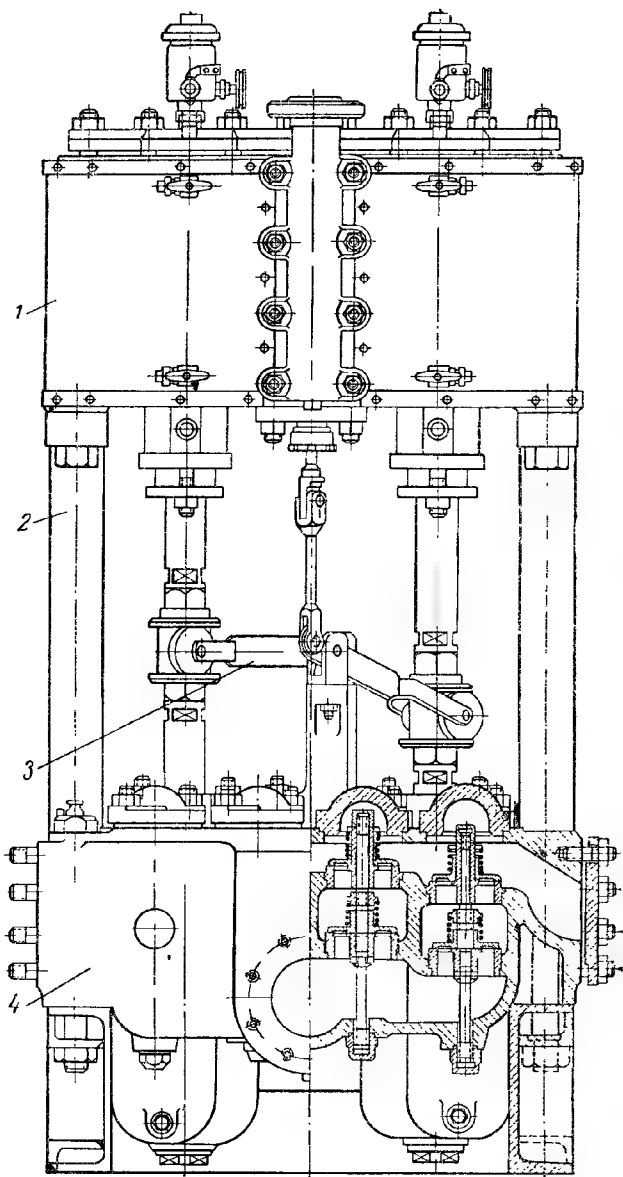


Рис. 22-4. Питательный насос поршневой паровой.

тельность

дов от бака до насоса определяется расчетом. Для предельного уменьшения сопротивления трубопроводы следует выполнять короткими, с минимальным числом отводов, тройников и запорной арматуры и рассчитывать на скорость воды до 0,5—1 м/сек. В этих условиях при подаче воды с температурой до 100° С и при атмосферном давлении в баке превышение уровня воды в баке над уровнем оси насоса должно быть ≥ 5 м для насосов, развивающих давление 20 ат, и > 6 м для насосов более высокого давления.

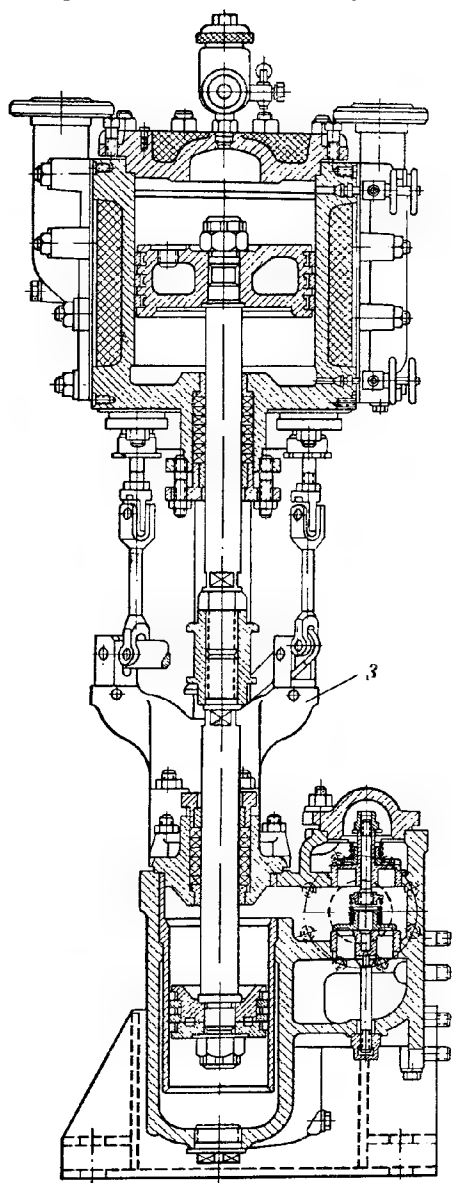
Согласно правилам Госгортехнадзора для питания паровых котлов в промышленных котельных устанавливают не менее двух приводимых в дей-

ствие независимо друг от друга питательных насосов. В качестве независимых приводов понимают электрический и паровой. Суммарная производительность всех насосов с электрическим приводом должна составлять не менее 110%, а с паровым приводом — не менее 50% от номинальной паропроизводительности всех котлов. Допускается установка всех питательных насосов только с паровым приводом, а при наличии двух или нескольких источников питания электроэнергией — только с электрическим приводом.

В котельных электрических станций устанавливают питательные насосы с электрическим приводом, причем количество и производительность этих насосов выбирают с таким расчетом, чтобы в случае остановки любого из насосов, оставшиеся обеспечили работу всех рабочих котлов (без резервного) при номинальной их паропроизводительности с учетом расхода воды на продувку и других ее потерь. Кроме того, должны быть установлены резервные питательные насосы с паровым приводом в тех случаях, когда электростанция не связана параллельной работой с другими постоянно работающими электрическими станциями, а также когда на электростанции установлены котлы со слоевым сжиганием твердого топлива.

При прямоточных котлах каждый котел должен иметь самостоятельное питательное устройство с электрическим или паровым приводом, независимое от питательных устройств котлов других конструкций.

Для прямоточных котлов паропроизводительностью 450 т/ч и выше на закритические параметры пара питательные насосы выбирают из расчета, чтобы в случае остановки самого мощного насоса, оставшиеся,



Развиваемое давление 20 ат, производи-
5,5—25 т/ч.

включая резервный насос, обеспечили бы работу котла с паропроизводительностью не менее 50 % номинальной.

Все питательные насосы, присоединяемые к общей магистрали, должны иметь характеристики, допускающие параллельную работу.

22-2. ТРУБОПРОВОДЫ

Трубопроводы котельной предназначаются для подачи, распределения и отвода теплоносителя. Система трубопроводов соединяет все действующее теплотехническое оборудование котельной: котельные агрегаты и их элементы, насосы, баки, вспомогательные теплообменные аппараты и пр. Трубопровод состоит из с и с т е м ы т р у б, по которым движется теплоноситель, и а р м а т у р ы, которая имеет назначение открывать, закрывать, регулировать и направлять это движение, а также обеспечивать нормальные условия работы трубопровода.

Различают трубопроводы для подачи, распределения и отвода воды — водопроводы и трубопроводы для подачи, распределения и отвода насыщенного и перегретого пара — паропроводы. Кроме того, в котельной могут быть м а з у т о - и г а з о п р о в о д ы, обеспечивающие доставку и распределение жидкого и газообразного топлива.

В соответствии с назначением различают главные (основные) и вспомогательные трубопроводы. Главными водопроводами котельной являются питательные линии, соединяющие напорную сторону питательных насосов с котельными агрегатами и предназначенные для подачи питательной воды из питательных насосов в котельные агрегаты, а также всасывающие линии, соединяющие всасывающую сторону питательных насосов с питательными баками и предназначенные для подачи питательной воды из питательных баков в питательные насосы.

Главными паропроводами являются паропроводы, соединяющие котлы с распределительным коллектором, к которому присоединяют паропроводы, снабжающие паром различных потребителей, а также паропроводы, идущие к паровым питательным насосам и теплофикационным пароводоподогревателям, установленным в котельной.

Ко вспомогательным трубопроводам относят продувочные, сливные и дренажные водопроводы, обдувочные, форсуночные и выхлопные паропроводы, а также другие служебные водо- и паропроводы.

Скорость воды в питательных линиях составляет 1—2 м/сек, снижаясь до 0,5—1 м/сек в ответвлениях к котлам. Скорость насыщенного пара в паропроводах составляет 20—40 м/сек, а скорость перегретого пара достигает 50 и даже 70 м/сек.

Т а б л и ц а 22-1

Категория	Наименование среды	Рабочие параметры среды	
		Давление, ат	Температура, °С
1	Перегретый пар	Не ограничено	450—660
2	Горячая вода и насыщенный пар	Выше 185	Выше 120
	Перегретый пар	До 40	350—450
3	Горячая вода и насыщенный пар	81—185	Выше 120
	Перегретый пар	До 23	250—350
4	Горячая вода и насыщенный пар	17—81	Выше 120
	Перегретый и насыщенный пар, горячая вода	2—17	120—250

Трубопроводы, транспортирующие водяной пар с давлением свыше 2 ат или горячую воду с температурой свыше 120° С, изготавливают, монтируют и эксплуатируют в соответствии с правилами Госгортехнадзора. Согласно этим правилам упомянутые трубопроводы делятся на четыре категории (табл. 22-1). Каждая категория трубопроводов отвечает требованиям, которые снижаются с повышением номера категории.

Трубопроводы, предназначенные для транспорта среды с температурой 300°C и выше и под давлением от 17 ат и выше, выполняют из бесшовных труб, которые изготавливают из углеродистой стали марок 10 и 20 при транспорте среды с температурой до 450°C и из легированной стали различных марок при транспорте среды с более высокой температурой. Остальные трубопроводы можно выполнять из труб со сварным швом. Качество труб, арматуры, фланцев, крепежных и других материалов должно удовлетворять требованиям правил Госгортехнадзора.

Трубопроводы монтируют на особых опорах, укрепляемых на колоннах и стенах здания, или на особых подвесках, прикрепляемых к его перекрытиям. Находящийся в работе трубопровод в результате термического удлинения труб, нагреваемых теплоносителем, удлиняется по сравнению с холодным (выключенным). Это удлинение, составляющее около 1,2 мм на 1 м длины и каждые 100°C температуры теплоносителя, может вызвать столь значительные термические напряжения в трубопроводе, что они приведут к разрушению его.

Во избежание этого при сооружении трубопроводов предусматривают возможность беспрепятственного температурного удлинения его в желательном направлении, для чего жестко закрепляют трубопровод только в местах присоединения его к оборудованию и на предельно ограниченном числе опор (мертвые точки). Остальные опоры выполняют с помощью катков или каток. Кроме того, предусматривают компенсацию тепловых удлинений трубопроводов компенсаторами различных типов. Наиболее распространены компенсаторы из труб, изогнутых П-образно, которые встраивают в прямые участки трубопровода между мертвыми точками (рис. 22-5). Термические напряжения могут также компенсироваться в тех случаях, когда трубопроводы выполняют изогнутыми (самокомпенсирующимися).

Трубопроводы монтируют с уклоном не менее 0,001 в сторону движения теплоносителя. В наименее точках отключаемых участков трубопровода выполняют особые штуцера, через которые из паропроводов спускают сконденсировавшуюся воду, а из водопроводов — воду при необходимости опорожнения их. В наивысших точках трубопроводов устанавливают воздушники для удаления скопившегося воздуха.

С целью уменьшения тепловых потерь трубопроводы покрывают тепловой изоляцией; затем их окрашивают в цвета соответственно роду теплоносителя согласно указаниям правил Госгортехнадзора.

22-3. АРМАТУРА

Арматуру разделяют на запорную, регуливающую и предохранительную.

К запорной арматуре относят вентили, задвижки (рис. 22-6, а и б), клапаны и краны. Задвижки предпочтительнее вентилей, так как они имеют значительно меньшее гидравлическое сопротивление. Однако они не обеспечивают той плотности закрытия, которую создает вентиль. Поэтому в особо ответственных точках следует устанавливать вентили.

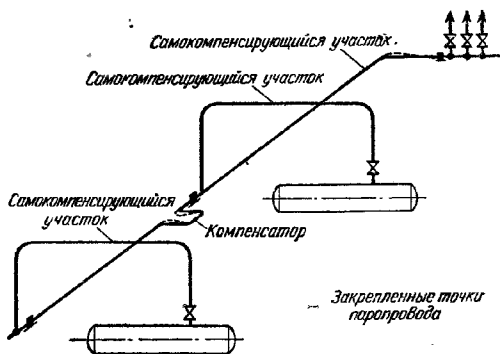


Рис. 22-5. Схема паропровода промышленной котельной.

Регулирующая арматура служит для ручного или автоматического изменения подачи теплоносителя. Имеется довольно много различных конструкций регулирующих клапанов. Все они, однако, отличаются той особенностью, что в закрытом состоянии не обеспечивают полной плотности. Поэтому регулирующую арматуру надо ставить в сочетании с запорной.

К предохранительной арматуре относят обратные и предохранительные клапаны (рис. 22-6, в и г). Обратные клапаны устанавливают перед котлами для предотвращения обратного тока воды из котла в питательную линию

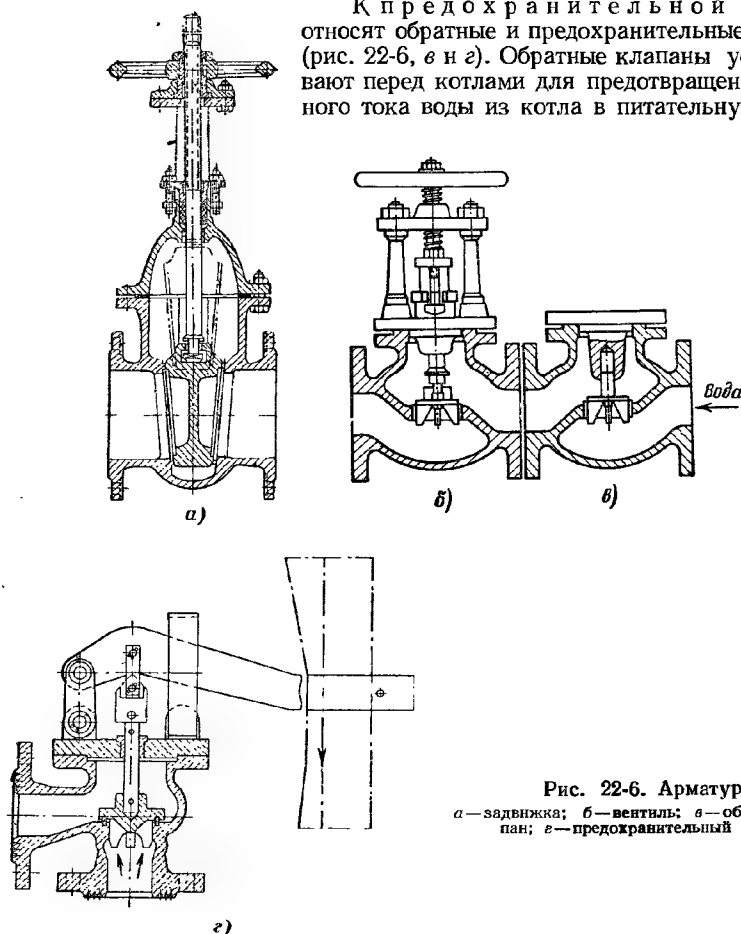


Рис. 22-6. Арматура.

а — задвижка; б — вентиль; в — обратный клапан; г — предохранительный клапан.

и на напорной стороне центробежных питательных насосов для предотвращения обратного тока воды из питательной линии в питательные баки при аварийной остановке насоса.

Предохранительные клапаны имеют назначение устранять опасность разрушения сосудов, работающих под внутренним давлением, при недопустимом повышении его. В этом случае предохранительный клапан под действием повысившегося давления открывается и соединяет внутреннее пространство сосуда с окружающей атмосферой, вследствие чего давление в сосуде начинает снижаться. Когда оно достигает давления, на которое отрегулирован предохранительный клапан, последний закрывается, разобщая внутренность сосуда и атмосферу, и в сосуде устанавливается нормальное давление.

Согласно правилам Госгортехнадзора каждый паровой котел производительностью более 100 кг/ч снабжают не менее чем двумя независимыми предохранительными клапанами, сообщающимися с его паровым пространством. Один из предохранительных клапанов является контрольным и имеет

устройство, не позволяющее обслуживающему котел персоналу изменять регулировку клапана, но не препятствующее проверке его состояния.

У барабанных котлов часть предохранительных клапанов устанавливают непосредственно на барабана котла, присоединяя их к особому штуцеру, а часть — на выходном коллекторе пароперегревателя. У прямоточных котлов предохранительные клапаны можно устанавливать в любой точке паропроводов до запорного устройства.

Предохранительные клапаны выполняют трех типов: рычажные, пружинные и импульсные. На стационарных паровых котлах устанавливают рычажные и импульсные предохранительные клапаны, причем на котлах с давлением выше 40 ат предохранительные клапаны должны быть только импульсными.

Предохранительные клапаны регулируют на следующие давления:

Рабочее давление* в барабана котла или выходном коллекторе прямоточного котла, ат	Давление пара в барабана котла, ат, при котором должны открываться	
	рабочие клапаны	контрольные клапаны
До 14	Рабочее + 0,3	Рабочее + 0,2
От 14 до 61	1,05 рабочего	1,03 рабочего
61—140	1,08 рабочего	1,05 рабочего
Закритическое	1,10 рабочего	1,10 рабочего

Глава двадцать третья

ВОДА И ВОДНОЕ ХОЗЯЙСТВО КОТЕЛЬНЫХ

23-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В природной (сырой) воде всегда содержатся взвешенные и растворенные твердые вещества, а также растворенные газы. Поэтому сырая вода для питания котлов непригодна, так как при наличии в воде твердых минеральных примесей котел быстро зарастает накипью и забивается шламом, а имеющиеся в воде коррозионно активные газы (кислород и углерод) вызывают коррозию.

Наилучшей водой для питания котлов является конденсат пара, получаемый в производственных и отопительных поверхностных теплообменниках и конденсаторах паровых турбин электрических станций. При плотных теплообменниках и конденсаторах такой конденсат содержит весьма малое количество минеральных примесей, потому что растворенные в котловой воде минеральные примеси в процессе испарения ее почти не переходят в пар. Однако конденсат не покрывает полной потребности котельных агрегатов в питательной воде, так как часть пара и воды теряется из цикла и должна быть восполнена соответствующим количеством добавочной воды. На конденсационных электрических станциях эта потеря невелика и не превышает обычно 2—3%, но в производственных котельных и на ТЭЦ часто значительное количество конденсата не возвращается и потребность в добавочной воде может достигать 40—60% всего количества воды в цикле.

Добавочной водой в котельных любой мощности обычно служит сырая вода после тщательной химической и термической обработки ее в специальных установках. В зависимости от свойств воды, а также производительности котельной и давления пара в котлах эти установки могут быть относительно простыми или очень сложными. Обычно сырую воду очищают от грубодисперсных и коллоидальных примесей и накипеобразующих солей и освобождают от растворенного воздуха.

Грубодисперсные примеси удаляют из воды отстаиванием ее в резервуарах либо флътацией, т. е. пропуском через слой зернистого кварца, задерживающего грубодисперсную примесь. Во многих слу-

чаях процессы отстаивания и фильтрации воды объединяют: основную массу грубодисперсной примеси отделяют в отстойниках, а более глубокое осветление производят в фильтрах, включенных за отстойниками.

Для удаления коллоидальных примесей воду подвергают коагуляции, т. е. обработке сернокислым алюминием (коагулянт), в результате чего коллоидальные примеси превращаются в грубодисперсные, которые затем отделяют от воды фильтрацией. Удаление из воды накипеобразующих солей, т. е. умягчение ее, в настоящее время чаще всего осуществляют путем катионного обмена. При этом способе воду, подлежащую умягчению, пропускают через слой особого зернистого материала — катионита, который поглощает из воды катионы кальция и магния, взамен от-

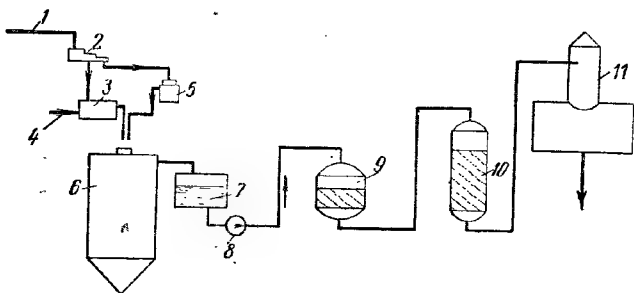


Рис. 23-1. Принципиальная схема подготовки добавочной питательной воды с применением катионитовых фильтров.

давая воде в эквивалентных количествах катионы веществ, не образующих накипи. Освобождение воды от растворенных в ней коррозионно активных газов осуществляют в деаэраторах различных типов.

На рис. 23-1 показана принципиальная схема водоумягчительной установки с предварительной коагуляцией и осветлением обрабатываемой воды сначала в отстойнике, а затем в механических фильтрах. Сырая вода по трубе 1 поступает в распределитель 2, где она разделяется на два потока. Один поступает в подогреватель воды 3, в который также подается пар по трубе 4, а затем в отстойник 6. Другой поток проходит через вытеснитель коагулянта 5 и вместе с растворенным коагулянт также направляется в отстойник 6. Здесь вода отстаивается от значительной части механических и коллоидальных примесей, а затем поступает в промежуточный бак 7, откуда она насосом 8 подается в механические фильтры 9 для окончательного осветления. Далее в катионитовых фильтрах 10 вода освобождается от солей жесткости, после чего она подается в деаэрационную колонку 11, где освобождается от растворенных в ней газов, и стекает в питательный бак, из которого питательными насосами подается в котел.

Промышленно-отопительные котельные, как правило, питаются водой из городского или промышленного водопровода, в котором она профильтрована и коагулирована. Поэтому в промышленно-отопительных котельных подготовка добавочной воды заключается обычно в умягчении и деаэрации ее.

В паровых электрических станциях конденсационного типа в качестве добавочной воды к конденсату применяют также дистиллят, т. е. сконденсированный пар, полученный в испарителях, в которых используется тепло пара, отобранного из промежуточных ступеней паровой турбины.

Несмотря на тщательную очистку, добавочная вода вносит в водопаровой цикл котельной некоторое количество примесей, так как ни в каких установках нельзя удалить из воды абсолютно все количество растворенных в ней минеральных веществ и газов. Попадая в котел, минеральные примеси постепенно накапливаются в котловой воде до состояния насыщения и при дальнейшем испарении воды начинают выпадать из нее с образованием на-

книпи и шлама. Растворенные коррозионно активные газы выделяются из воды сразу по поступлении ее в котел и вступают в химическое взаимодействие с металлом котла, понемногу разрушая его. Поэтому в процессе эксплуатации котельных организуют особый режим котловой воды, имеющий целью устранить или свести к допустимому минимуму образование накипи и коррозию, вызываемые остаточным содержанием минеральных примесей и газов в добавочной воде.

23-2. СВОЙСТВА ВОДНЫХ РАСТВОРОВ ТВЕРДЫХ ВЕЩЕСТВ

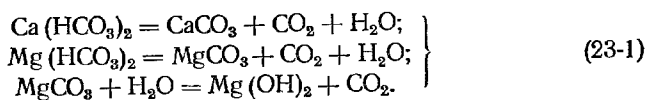
Твердые вещества, содержащиеся в воде, по степени их дисперсности разделяют на механически взвешенные примеси, состоящие из минеральных и иногда органических частиц размером 0,5 мк и более, коллоидально растворенные вещества, состоящие из частиц размером 0,001—0,5 мк, и истинно растворенные вещества.

В зависимости от конкретных условий в воде могут содержаться в растворенном состоянии различные вещества и притом в различных количествах. Количество вещества, растворенного в единице массы раствора, определяет концентрацию раствора и обычно выражается в миллиграммах или микрограммах на килограмм раствора (мг/кг или мкг/кг).

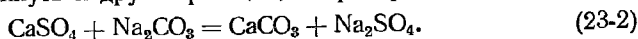
Как и всякая жидкость, вода может растворить только определенное максимальное количество того или иного вещества, образуя в этом случае насыщенный раствор. Избыточное количество вещества в раствор не переходит и остается в первоначальной фазе. Концентрация растворенного вещества, соответствующая насыщенному раствору, называется растворимостью этого вещества в данной жидкости. Различают вещества плохо и хорошо растворимые. Применительно к воде, например, плохо растворимы CaSO_4 , CaCO_3 , CaSiO_3 , хорошо растворимы CaCl_2 , MgCl_2 .

Растворимость вещества зависит от температуры жидкости, в которой оно растворяется. При этом различают вещества с положительным термическим коэффициентом растворимости, у которых растворимость увеличивается с ростом температуры, и вещества с отрицательным термическим коэффициентом растворимости, у которых с ростом температуры растворимость уменьшается. Применительно к воде к первым относятся, например, CaCl_2 , MgCl_2 , $\text{Mg}(\text{NO}_3)_2$, $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$, ко вторым CaSO_4 , CaSiO_3 , MgSiO_3 .

При установившемся состоянии вещества, растворенные в воде, остаются химически пассивными. Однако повышение температуры воды может привести к возникновению химических реакций между этими веществами и изменению их химического состава, а также к выпадению некоторых возникших веществ в осадок. В частности, при нагреве воды до 70—75° С начинается термический распад хорошо растворимых бикарбонатов кальция и магния с переходом в плохо растворимые карбонаты и гидраты по реакциям:



При дальнейшем нагреве воды в паровом котле до температуры 200—300° С могут возникнуть и другие реакции, например



Когда в воде содержится большое количество солей с отрицательным термическим коэффициентом растворимости, нагрев ее может привести к насыщению раствора, после чего при дальнейшем повышении температуры начнется выпадение растворенного вещества в осадок.

Растворенные вещества неизбежно выделяются из воды и при частичном испарении ее, так как они не переходят в пар. Поэтому в процессе испарения

вода неизбежно насыщается растворенными в ней веществами, после чего излишек их начинает выделяться; в первую очередь выделяются соли с низкой растворимостью, например CaSO_4 , CaCO_3 , CaSiO_3 и др.

Большинство твердых веществ, истинно растворенных в воде, представляет собой электролиты, т. е. вещества, молекулы которых в водной среде распадаются на ионы — атомы или группы атомов, несущие электрический заряд, тогда как обычные атомы нейтральны. Молекула электролита распадается на два иона. Один из них имеет положительный заряд и называется катионом, другой имеет отрицательный заряд и называется анионом. Металлы, входящие в молекулу электролита (Mg , Ca , Fe), становятся катионами, а металлоиды (Cl , S) и кислотные радикалы (SO_4 , CO_3 , SiO_3) — анионами. Водород в зависимости от конкретных условий может стать как катионом, так и анионом. В слабых растворах на ионы распадается все количество электролита, растворенное в воде; в более концентрированных растворах на ионы распадается только часть растворенного электролита. Отношение количества распавшегося на ионы электролита ко всему количеству электролита, растворенного в воде, называется степенью электролитической диссоциации его.

23.3. ОСОБЕННОСТИ ГАЗОВЫХ РАСТВОРОВ

Растворение газов в жидкостях приблизительно описывается законом Генри, который гласит, что концентрация газа, растворенного в жидкости, прямо пропорциональна давлению газа над раствором и растворимости его. Газы имеют различную растворимость, но она всегда уменьшается с повышением температуры жидкости. Это хорошо иллюстрируется приведенными ниже данными о растворимости в воде и при атмосферном давлении кислорода, углекислоты и сероводорода при различных температурах.

Температура, °C	Содержание растворенных газов, мг/кг		
	O_2	CO_2	H_2S
0	69,5	3 350	7 070
20	43,4	1 690	3 850
40	30,8	970	2 360
60	22,8	580	1 480
80	13,8	—	765
100	0,0	—	0,0

При температуре кипения жидкость полностью теряет способность растворять газы, так что при этой температуре растворенных газов в жидкости не содержится.

В сырой воде обычно растворены азот, кислород, углекислый газ, сероводород. Все они нежелательны, но особенно вредными являются коррозионно активные газы: кислород и углекислый газ. Кислород, попавший в водопаровой тракт котельного агрегата, непосредственно вступает в реакцию окисления металла элементов этого тракта. Углекислый газ, особенно в котлах высокого давления, интенсифицирует кислородную коррозию, препятствуя образованию защитного окисного слоя на поверхности корродирующего металла, вследствие чего скорость коррозии не уменьшается со временем.

23.4. ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ВОДЫ

Основными показателями, характеризующими качество сырой, питательной и котловой воды, являются сухой (или растворенный) остаток, общее солесодержание, жесткость, щелочность, содержание кремниевой кислоты, концентрация водородных ионов и содержание коррозионно активных газов.

Сухой (или растворенный) остаток характеризует содержание растворенных и коллоидальных неорганических и частично органических

твердых примесей, выраженное в $мг/кг$ или $мкг/кг$. Он определяется как остаток, высушенный при $110^{\circ}C$ до постоянного веса после выпаривания воды, профильтрованной через плотный бумажный фильтр.

Общее содержание характеризует общее количество минеральных веществ, растворенных в данной воде, выраженное в $мг/кг$ или $мкг/кг$. Оно является подсчитанной по ионному составу общей концентрацией солей в воде. Солеосодержание, как правило, меньше растворенного остатка воды, поскольку последний включает также коллоидно-дисперсные вещества, которые не являются истинно растворенными веществами.

Жесткость воды характеризует содержание в ней кальциевых и магниевых солей, обуславливающих накипеобразующие свойства воды. Различают жесткость общую, временную (карбонатную) и постоянную (некарбонатную). Общая жесткость представляет собой сумму величин временной и постоянной жесткости и характеризует суммарное содержание в воде кальциевых и магниевых солей: сернокислых — $CaSO_4$ и $MgSO_4$, хлористых — $CaCl_2$ и $MgCl_2$, азотнокислых — $Ca(NO_3)_2$ и $Mg(NO_3)_2$, кремнекислых — $CaSiO_3$ и $MgSiO_3$, фосфорнокислых $Ca_3(PO_4)_2$ и $Mg_3(PO_4)_2$, двууглекислых — $Ca(HCO_3)_2$ и $Mg(HCO_3)_2$. Временная жесткость характеризует содержание в воде бикарбонатов кальция и магния $Ca(HCO_3)_2$ и $Mg(HCO_3)_2$. Постоянная жесткость характеризует содержание перечисленных выше солей кальция и магния, за исключением двууглекислых. Численно величина жесткости воды выражается через концентрацию в воде соответствующих ионов растворенных веществ, выраженную в эквивалентных единицах, т. е. $мг-экв/кг$ или $мкг-экв/кг$.

Величина общей жесткости воды равна выраженной в эквивалентных единицах суммарной концентрации в воде катионов кальция и магния, т. е.

$$Ж_0 = \frac{Ca^{2+}}{20,04} + \frac{Mg^{2+}}{12,16}, \text{ мг-экв/кг}, \quad (23-3)$$

где Ca^{2+} и Mg^{2+} — концентрации в воде соответственно катионов кальция и магния, $мг/кг$;
20,04 и 12,16 — соответственно эквивалентные массы их, $мг/мг-экв$.

Величина карбонатной жесткости равна выраженной в эквивалентных единицах концентрации в воде анионов бикарбонатов кальция и магния, т. е.

$$Ж_K = \frac{HCO_3^-}{61,02}, \text{ мг-экв/кг}, \quad (23-4)$$

где HCO_3^- — концентрация в воде соответственно анионов бикарбонатов кальция и магния, $мг/кг$;

61,02 — эквивалентная масса их, $мг/мг-экв$.

Наконец, величина постоянной (некарбонатной) жесткости равна:

$$Ж_H = Ж_0 - Ж_K, \text{ мг-экв/кг}. \quad (23-5)$$

Щелочность воды характеризует содержание в ней щелочных соединений, как-то: гидратов, карбонатов, бикарбонатов, фосфатов окисей натрия, кальция и магния — $NaOH$ и др., Na_2CO_3 и др., $NaHCO_3$ и др., Na_3PO_4 и др. Величина щелочности воды равна суммарной концентрации в ней гидроксильных, карбонатных, бикарбонатных, фосфатных и других анионов слабых кислот, выраженной в эквивалентных единицах, т. е. $мг-экв/кг$ или $мкг-экв/кг$. В зависимости от обуславливающих щелочность анионов различают гидратную щелочность, обусловленную концентрацией в воде гидроксильных анионов OH^- , карбонатную щелочность, обусловленную концентрацией в воде карбонатных анионов CO_3^{2-} , бикарбонатную щелочность, обусловленную концентрацией в воде бикарбонатных анионов HCO_3^- .

Кремнесодержание характеризует общую концентрацию в воде различных соединений кремния, находящихся в молекулярной и кол-

лоидальной формах. Условно кремне содержание пересчитывают на SiO_2 или SiO_3^{2-} — и выражают в мг/кг или мкг/кг .

Концентрация водородных ионов является одной из важнейших характеристик воды. В воде происходит непрерывный, обратимый процесс диссоциации молекул воды на ионы водорода H^+ и гидроксильные ионы OH^- :



Количество одновременно диссоциирующих молекул крайне незначительно, составляя приблизительно одну десятиллионную часть всех молекул воды. Тем не менее в результате этой диссоциации в воде содержится некоторое равновесное количество ионов водорода и гидроксильных ионов.

Если вода является химически чистой, т. е. не содержит никаких растворенных примесей, то количество водородных ионов в воде равно количеству гидроксильных ионов, так как оба эти иона одновалентны. В результате в химически чистой воде концентрация H^+ всегда равна концентрации OH^- . В воде, содержащей растворенные вещества, соотношение концентраций H^+ и OH^- изменяется. При этом если в воде растворены кислоты, которые диссоциируют с появлением водородного иона, то общая концентрация водородных ионов возрастает, а если в воде растворены щелочи, которые диссоциируют с появлением гидроксильного иона, то возрастает концентрация гидроксильных ионов.

Концентрация водородных и гидроксильных ионов в воде связана законом действующих масс, который в рассматриваемом случае может быть выражен в виде:

$$\frac{(\text{H}^+)(\text{OH}^-)}{(\text{H}_2\text{O})} = K, \quad (23-7)$$

где (H^+) , (OH^-) , (H_2O) — соответственно концентрации ионов водорода, гидроксильных ионов и недиссоциированных молекул воды.

Так как в воде диссоциирует крайне незначительное количество молекул, то величину (H_2O) в формуле (23-7) можно рассматривать как постоянную, в результате чего эту формулу можно привести к виду:

$$(\text{H}^+)(\text{OH}^-) = K(\text{H}_2\text{O}) = K_{\text{в}}. \quad (23-8)$$

Постоянная $K_{\text{в}}$ носит название ионного произведения воды и зависит от температуры; для воды при 22°C $K_{\text{в}} = 10^{-14}$.

Так как для химически чистой воды $(\text{H}^+) = (\text{OH}^-)$, то концентрация водородных ионов в ней при 22°C равна:

$$(\text{H}^+) = 10^{-7}.$$

В практике концентрацию водородных ионов в воде выражают не непосредственно, а через отрицательный логарифм ее. В соответствии с этим показатель концентрации водородных ионов, выражаемый символом pH , для абсолютно чистой воды при температуре 22°C становится равным

$$\text{pH} = -\lg(\text{H}^+) = 7.$$

Для воды, содержащей растворенные кислоты, т. е. для воды с кислой реакцией, $\text{pH} < 7$; для воды, содержащей растворенные щелочи, т. е. для воды со щелочной реакцией, $\text{pH} > 7$.

Содержание коррозионно активных газов в воде характеризуется содержанием в ней кислорода и углекислого газа, выраженным в мг/кг или мкг/кг .

Данные о составе некоторых речных вод Советского Союза приведены в таблице 23-1.

Река	Место взятия пробы	Дата взятия пробы	Взвешенные вещества, мг/кг	Сухой остаток, мг/кг	Минеральный остаток, мг/кг	Жесткость, мг-экв/кг		Ионный состав растворенных солей, мг/кг							
						карбонатная	общая	Ca ²⁺	Mg ²⁺	Na ⁺	HCO ₃ ⁻	SO ₄ ²⁻	Cl ⁻	NO ₃ ⁻	SiO ₃ ²⁻
Амур	Хабаровск	III—62	16	93	53	0,5	0,5	6,0	2,4	4,6	30,5	5,6	2,0	1,6	14,0
		X—62	36	66	58	0,7	0,9	13,4	2,5	—	42,7	4,2	3,0	—	9,0
Ангара	Ангарск	IV—59	2	100	72	1,2	1,2	17,2	2,9	0,6	73,2	8,1	2,0	—	5,6
		V—60	2	117	84	1,1	1,2	16,5	4,3	3,2	67,8	7,0	2,2	—	0,6
Волга	Калинин	II—62	3	274	258	3,3	3,3	48,0	10,9	30,8	201	49,0	7,8	5,5	8,3
		IV—62	44	92	52	0,7	0,9	14,4	2,4	0,7	43,3	6,2	3,3	0,8	3,0
Днепр	Дорогобуж	II—62	—	261	238	4,5	4,7	70,0	14,6	2,5	274,0	3,4	8,5	—	14,4
		IV—62	—	63	41	0,6	0,7	11,0	2,4	0,1	36,6	—	5,5	—	5,0
Кама	Березники	III—62	155	1098	903	2,2	5,2	90,0	8,5	240	134,4	50,4	440	—	9,7
		X—61	5	345	304	1,4	3,6	63,6	5,1	37,5	85,4	14,8	125	—	10,2
Ока	Горький	IV—61	62	151	111	1,0	1,6	29,3	2,2	2,0	61,0	31,4	3,0	—	8,1
		I—62	2	438	354	4,0	6,0	91,8	16,8	7,8	244,0	81,0	22,0	—	17,8
Томь	Новокузнецк	III—61	4	136	127	2,3	2,4	32,9	8,3	1,2	140,0	3,0	0,3	—	8,0
		VI—61	100	56	41	0,6	0,7	10,0	1,7	0,8	36,6	3,3	0,3	—	4,0

23-5. УМЯГЧЕНИЕ ВОДЫ В КАТИОНИТОВЫХ УСТАНОВКАХ

Катионитовый фильтр (рис. 23-2, а) представляет собой цилиндрический сварной стальной корпус диаметром 1 000—3 000 и высотой 3 500—6 500 мм, приблизительно на две трети высоты заполненный зернистой массой катионита. Вода, подлежащая умягчению, по трубе поступает в распределительную систему. Пройдя сквозь слой катионита и умягчившись в нем, вода поступает в дренажное устройство, состоящее из коллектора с системой присоединенных к нему ответвлений, на которых приварены штуцера с накрученными на них щелевыми колпачками из пластмассы. Пройдя это устройство, умягченная вода по трубе выходит из фильтра.

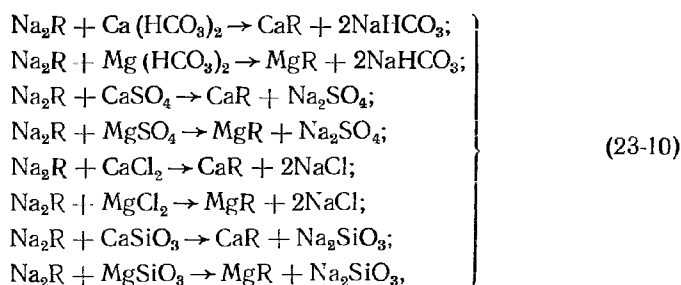
В процессе умягчения воды катионит постепенно истощается, в результате чего катионный обмен между водой и катионитом прекращается. Для восстановления умягчающей способности катионит подвергают регенерации, отключая фильтр и пропуская через него водный раствор регенерирующего вещества. Регенерация восстанавливает реактивную способность катионита, и загруженный в фильтр катионит может прослужить несколько лет. Регенерирующий раствор получают в солерастворителях, когда реагент твердый, или мерниках, когда он жидкий.

Солерастворитель (рис. 23-2, б) представляет собой цилиндрический сварной стальной сосуд диаметром 700—1 000 и высотой около 1 000 мм, в который загружают несколько слоев кварца различной крупности. Регенерирующий реагент подается в солерастворитель через плотно закрываемый люк, а вода — через задвижку и трубу. Растворенный реагент фильтруется через слой кварца, поступает в дренажное устройство и затем по трубе 3 выводится из солерастворителя и подается в катионитовый фильтр по трубопроводу, присоединяемому к задвижке и к фланцу фильтра (рис. 23-2, а). Для периодической промывки кварца предусматривают подачу воды через задвижку в дренажное устройство с выводом ее через трубу и задвижку в дренаж. Опорожняется солерастворитель через спускную трубу, закрытую задвижкой.

Мерник представляет собой род смесительного сосуда, в котором сильно концентрированный раствор жидкого реагента перед подачей в фильтр для регенерации катионита разбавляют водой до требуемой концентрации.

Катионит в процессе работы истощается послойно по ходу воды, так что возникают три горизонтальные зоны: истощенного, работающего и све-

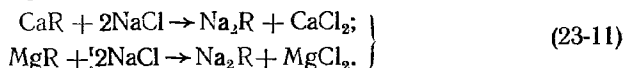
тионитовом фильтре на ионы натрия. При умягчении протекают следующие основные реакции:



где символом R обозначена составная часть катионитового материала, участвующего в катионном обмене (так называемая функциональная группа, чаще всего SO_3H , COOH , OH).

В процессе катионирования соли жесткости почти полностью удаляются из воды; остаточная жесткость умягченной воды может быть доведена до 0,02—0,01 мг-экв/кг. Однако поскольку соли магния и кальция заменяются в воде эквивалентным количеством аналогичных солей натрия, суммарное солесодержание катионированной воды по сравнению с солесодержанием исходной воды не уменьшается. Щелочность воды, прошедшей Na-катионитовый фильтр, заметно повышается, так как при катионном обмене вся карбонатная жесткость исходной воды преобразуется в бикарбонат натрия. Поэтому чистое Na-катионирование применяют только при умягчении воды с небольшой карбонатной жесткостью в тех случаях, когда может быть допущена щелочность химически очищенной воды, приблизительно равная щелочности исходной воды, и когда к качеству пара не предъявляют особых требований по содержанию углекислоты. Так как повышенная щелочность питательной воды может вызвать вспенивание котловой воды, избыточную щелочность катионированной воды часто нейтрализуют серной или фосфорной кислотой.

Регенерацию Na-катионитовых фильтров осуществляют 5—8%-ным раствором поваренной соли. При этом поглощенные катионитом ионы Ca и Mg переходят в раствор, вытесняясь ионами Na, по реакциям:



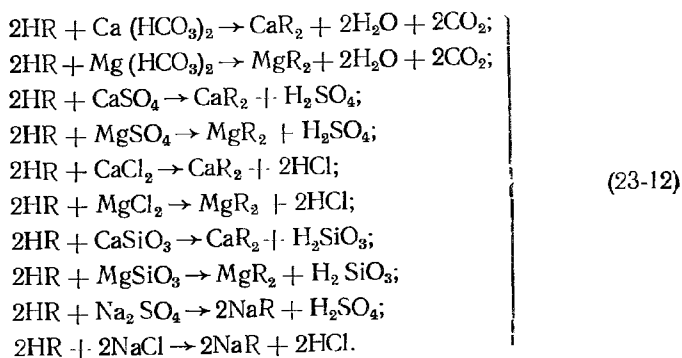
Хлориды CaCl_2 и MgCl_2 хорошо растворимы в воде, а потому удаляются из фильтра промывочной водой в дренаж.

Существуют две схемы включения Na-катионитовых фильтров: одно- и двухступенчатая. При более простой и удобной в эксплуатации одноступенчатой схеме все фильтры включают параллельно, так что весь процесс умягчения воды полностью заканчивается в одном фильтре. Конечная жесткость умягчаемой воды после одноступенчатого катионирования в зависимости от удельного расхода соли на регенерацию может быть снижена до 0,03—0,05 мг-экв/кг. Схему с двумя ступенчатым катионированием применяют при наличии более жестких требований к умягченной воде. При этой схеме вода, прошедшая фильтр первой ступени и умягчившаяся в нем приблизительно до приведенных выше или несколько больших значений жесткости, поступает в фильтр второй ступени, в котором жесткость воды может быть снижена до 0,01 мг-экв/кг.

При одноступенчатом катионировании и в фильтрах первой ступени при двухступенчатом катионировании скорость фильтрации не должна превышать: 25 м/ч — для воды с жесткостью до 5 мг-экв/кг, 15 м/ч — для воды с жесткостью 5—10 мг-экв/кг и 10 м/ч — для воды с жесткостью 10—15 мг-экв/кг. В Na-катионитовых фильтрах второй ступени скорость фильтрации прини-

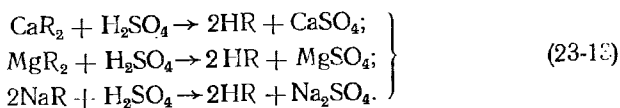
мают до 60 м/ч независимо от начальной жесткости воды, так что фильтры второй ступени получают меньшего диаметра, чем фильтры первой ступени, либо их ставят меньшее количество. Чтобы сохранить сопротивление фильтров второй ступени при названной повышенной скорости в пределах 12—15 м вод. ст., высоту слоя катионита в них снижают до 1,5 м. Скорость фильтрации раствора NaCl через слой катионита составляет приблизительно 3—5 м/ч. Так как по мере обогащения катионита натрием скорость регенерации уменьшается, целесообразно осуществлять ступенчатую регенерацию, вначале подавая 2—3%-ный раствор соли, а затем увеличивая концентрацию соли в растворе до 7—10%. Расход поваренной соли на 1 г-экв рабочей обменной способности катионита составляет при одноступенчатом катионировании 150—200 г/г-экв, а при двухступенчатом 120—150 г/г-экв на фильтры первой ступени и 300—400 г/г-экв на фильтры второй ступени.

Водород-катионирование (Н-катионирование) применяют при умягчении воды с большой карбонатной жесткостью. Процесс умягчения протекает по следующим основным реакциям:



Кислоты CO_2 , H_2SO_4 , HCl , H_2SiO_3 остаются в воде в растворенном виде, а соединения CaR_2 , MgR_2 , 2NaR входят в состав катионитового материала. После Н-катионирования все катионы, содержащиеся в исходной воде, заменяются катионами водорода. При этом карбонатная жесткость воды устраняется полностью, что приводит к соответствующему уменьшению соледержания воды. Кроме того, из воды удаляются все соли кальция и магния, но в воде появляется эквивалентное количество серной, соляной, угольной и кремниевой кислот, присутствие которых в котловой воде нежелательно. Поэтому вода после Н-катионирования может быть использована только в смеси с водой, прошедшей Na-катионирование, так как в этом случае кислоты Н-катионированной воды будут нейтрализованы щелочами Na-катионированной воды.

Для регенерации истощенного Н-катионита через фильтр пропускают 1—1,5%-ный раствор серной кислоты; при этом происходят следующие реакции:



Скорости фильтрации умягчаемой воды и взрыхления приблизительно те же, что и в Na-катионитовых фильтрах. Регенерационный раствор пропускают со скоростью не менее 10 м/ч во избежание возможного гипсования катионита; с этой же скоростью через фильтр пропускают и отмывочную воду. Первую половину отмывочной воды сливают в дренаж, вторую собирают в бак отмывочной воды для использования при взрыхлении катионита при последующей регенерации. Удельный расход серной кислоты на регене-

рацию колеблется в довольно широких пределах: 50—150 г/г-экв в зависимости от соледержания исходной воды и жесткости умягченной воды.

Существует несколько схем Н — Na-катионирования, из которых более распространены две: последовательного и параллельного Н — Na-катионирования. При схеме с последовательным Н — Na-катионированием умягчаемая вода полностью или частично проходит сначала Н-катионитовые фильтры, а затем окисленная целиком поступает в Na-катионитовые фильтры. В первом случае Н-катионитовый фильтр регенерируется уменьшенным количеством кислоты («голодная» регенерация) из расчета, чтобы ионы водорода обменивались лишь на то количество катионов умягченной воды, которое эквивалентно ее карбонатной жесткости. Между Н- и Na-катионитовыми фильтрами, как правило, устанавливают декарбонизатор для удаления углекислоты, содержащейся в больших количествах в воде, прошедшей Н-катионитовые фильтры.

Схему последовательного Н — Na-катионирования рекомендуется применять при повышенных жесткости и соледержании умягчаемой воды. Долю воды q^H , которую следует пропускать через Н-катионитовый фильтр, определяют, исходя из известной карбонатной жесткости исходной воды J'_K , заданной карбонатной жесткости смеси исходной и Н-катионированной воды $J_K^{см}$ (обычно принимаемой равной 0,7 мг-экв/кг) и кислотности Н-катионированной воды K^H , пользуясь формулой

$$q^H = \frac{Q^H}{Q} = \frac{J'_K - J_K^{см}}{J'_K + K^H}. \quad (23-14)$$

Кислотность Н-катионированной воды выражается в виде:

$$K^H = \frac{Cl^-}{35,46} + \frac{SO_4^{2-}}{48,03} \cdot \text{мг-экв/кг}. \quad (23-15)$$

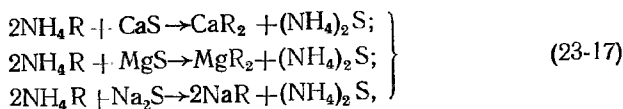
При параллельном Н — Na-катионировании Н- и Na-катионитовые фильтры включаются параллельно и вода, подлежащая умягчению, проходит через них двумя параллельными потоками. При этом вода на выходе из Н-катионитового фильтра содержит все анионы в виде свободных кислот, а на выходе из Na-катионитового фильтра — бикарбонат натрия в количестве, эквивалентном величине карбонатной жесткости исходной воды. Смешивая эти воды в нужных пропорциях, получают умягченную воду с требуемой щелочностью. Для предотвращения опасности переокисления воды в схему последовательно с параллельно включенными фильтрами включают так называемый «барьерный» Na-катионитовый фильтр, в котором все кислоты, за исключением углекислоты, превращаются в нейтральные соли. Этот же фильтр задерживает случайные проскоки жесткости из-за расстройств режима работы фильтров. Наконец, барьерный фильтр позволяет существенно снизить конечную жесткость умягченной воды, которую можно довести до 0,03 мг-экв/кг и менее. Другое достоинство параллельного Н — Na-катионирования состоит в том, что при нем можно снизить щелочность умягченной воды до 0,3—0,4 мг-экв/кг, чего обычно нельзя достигнуть при иных схемах Н — Na-катионирования.

Параллельное Н — Na-катионирование рекомендуется применять в тех случаях, когда концентрация сульфатов и хлоридов в исходной воде не превышает 3—4, а содержание натрия 1—2 мг-экв/кг.

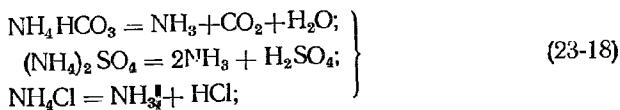
Долю воды, которую необходимо подать на Н-катионитовые фильтры, определяют, исходя из задаваемой щелочности умягченной воды $Щ''$ по известным величинам общей и карбонатной жесткости исходной воды, пользуясь формулой

$$q^H = \frac{Q^H}{Q} = \frac{J'_K - Щ''}{J'_K}. \quad (23-16)$$

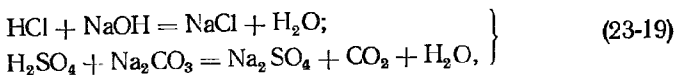
При аммоний-катионировании (NH_4 -катионировании) все катионы исходной воды обмениваются в слое катионита на катион аммония по реакциям следующего типа:



где S может обозначать $(\text{HCO}_3)_2$, SO_4 , Cl_2 , SiO_3 . Таким образом, в умягченной воде появляются соли аммония, так что она не становится кислой. NH_4 -катионирование имеет то преимущество перед H-катионированием, что при нем не приходится иметь дело с сернистой кислотой, которая требует кислотоупорных арматуры, трубопроводов и емкостей, что делает его перспективным для производственно-отопительных котельных. Однако NH_4 -катионирование имеет ту особенность, что соли аммония, попадая в котел, из-за высокой температуры воды распадаются на аммиак и свободные кислоты по реакциям:



при этом аммиак и углекислота, будучи газообразными, уносятся паром, а H_2SO_4 и HCl накапливаются в котловой воде, приводя к усилению коррозии металла котла. Поэтому NH_4 -катионирование приходится применять только в сочетании с Na-катионированием. В этом случае названные кислоты нейтрализуются внесенными в котел щелочами, содержащимися в воде, прошедшей Na-катионирование, по реакциям:



причем NaCl и Na_2SO_4 какипи не образуют и удаляются в виде шлама при периодической продувке.

В качестве катионита при NH_4 -катионировании также употребляют сульфуголь, но обогащенный солями аммония. Регенерируют истощенный катионит 2—3%-ным раствором сульфата аммония $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$. Расход реагента составляет приблизительно 200 г/г-жв. Недостатком NH_4 -катионирования является загрязнение пара аммиаком, что во многих случаях нежелательно, в частности потому, что большая концентрация аммиака в конденсате в присутствии растворенного кислорода вызывает коррозию медных сплавов.

Существуют две схемы NH_4 — Na-катионирования: параллельная и совместная. При параллельном NH_4 — Na-катионировании поток умягчаемой воды разделяют на два потока, из коих один проходит через NH_4 -катионитовый фильтр, а другой — через Na-катионитовый фильтр. Доля воды, которую следует пропускать через NH_4 -катионитовый фильтр, определяется карбонатной жесткостью исходной воды и содержанием в ней ионов хлора Cl и сульфата SO_4 , а также заданной щелочностью умягченной воды

$$q_{\text{NH}_4} = \frac{Q_{\text{NH}_4}}{Q} = \frac{Ж'_k - Щ''}{Ж'_k - (\text{Cl}^- + \text{SO}_4^{2-})} \quad (23-20)$$

При совместном NH_4 — Na-катионировании умягчение воды происходит в одном и том же фильтре, причем катионит регенерируется смесью сульфата аммония и поваренной соли, растворенных в воде в необходимой пропорции.

23-7. РАСЧЕТ КАТИОНИТОВЫХ УСТАНОВОК

Расчет водоподготовительной установки для воды, добавляемой в водопаровой цикл котельной, имеет целью определить ее производительность, а также количество и типоразмеры потребного оборудования. Производительность установки определяют на основании водопарового баланса котельной. Количество и типоразмеры потребного оборудования выбирают на основании технических расчетов. Для промышленных и отопительных котельных, которые, как правило, снабжаются фильтрованной и коагулированной водой из городского водопровода, расчет водоподготовительной установки сводится к установлению типа и числа катионитовых фильтров, подлежащих установке для умягчения заданного количества воды заданной начальной жесткости.

При расчете катионитового фильтра определяют его полезную производительность, так как на собственные нужды установки расходуют осветленную, но не умягченную воду. Только при расчете Na-катионитовых фильтров, работающих по двухступенчатой схеме, когда фильтры второй ступени отмывают умягченной водой, количество воды, умягченной в первой ступени, должно быть несколько увеличено.

Отправной точкой расчета катионитового фильтра является определение количества катионов жесткости S_1 , которое поступает на фильтры в течение суток. Оно равно:

$$S_1 = Q^c J_0', \quad \text{г-экв/сутки}, \quad (23-21)$$

где J_0' — общая начальная жесткость умягчаемой воды, мг-экв/кг;

Q^c — полезная производительность фильтров, м³/сутки.

С другой стороны, количество катионов жесткости S_2 , которое могут задержать фильтры до полного истощения катионита за этот же период, равно:

$$S_2 = n V_{\text{кат}} E_{\text{раб}}, \quad \text{г-экв/сутки}, \quad (23-22)$$

где n — число фильтроциклов в сутки;

$V_{\text{кат}}$ — общий объем катионита в фильтрах, м³;

$E_{\text{раб}}$ — рабочая обменная способность катионита, г-экв/м³.

Величина

$$n = \frac{24}{t_1 + t_2}, \quad (23-23)$$

где t_1 — полезная продолжительность фильтроцикла, которую обычно принимают равной 10—22 ч;

t_2 — продолжительность операций регенерации фильтров, обычно составляющая 1—2 ч.

Величину $E_{\text{раб}}$ при Na-катионировании определяют по формуле (23-9), имея в виду, что в этом случае в качестве величины Σka подставляют общую жесткость исходной воды, а величину поправочного коэффициента α выражают в виде:

$$\alpha = \alpha_{\beta} \beta_{\text{Na}}. \quad (23-24)$$

Величину α_{β} , называемую коэффициентом эффективности регенерации, выбирают в зависимости от удельного расхода соли на регенерацию катионита по следующим данным:

Удельный расход соли на регенерацию катионита, г/г-экв рабочей обменной способности катионита	100	150	200	250	300
Коэффициент эффективности регенерации α_{β}	0,62	0,74	0,81	0,86	0,90

Величину коэффициента β_{Na} , учитывающего снижение обменной способности катионита в результате задержания в катионите катионов натрия, принимают в зависимости от отношения концентрации натрия в исходной воде к ее жесткости по следующим данным:

Отношение концентрации ионов натрия в исходной воде к ее жесткости C^2_{Na}/J_0'	0,01	0,05	0,10	0,50	1,0	5,0	10,0
Поправочный коэффициент β_{Na}	0,93	0,88	0,83	0,70	0,65	0,54	0,50

При подсчете величины $E_{\text{раб}}$ в случае H-катионирования в качестве величины Σka в формулу (23-9) вводят величину общего содержания в воде катионов кальция, магния, натрия и калия, выраженную в мг-экв/кг, а величину α принимают в зависимости от удельного расхода серной кислоты на регенерацию катионита согласно следующим данным:

Удельный расход серной кислоты на регенерацию катионита, г/г-экв рабочей обменной способности катионита	50	100	150	200
Коэффициент эффективности регенерации α	0,68	0,85	0,91	0,92

Величину полной обменной способности сульфогугля $E_{\text{пол}}$ как при Na-катионировании, так и при H-катионировании можно принимать по данным § 23-5. Для фильтров второй ступени при двухступенчатом Na-катионировании рабочую обменную способность катионита принимают равной 250—300 г-экв/м³. При «голодной» регенерации H-катионитовых фильтров рабочую обменную способность катионита принимают равной 200 г-экв/м³ при щелочности исходной воды, не превышающей 1,5 мг-экв/кг, и 300 г-экв/м³ при щелочности исходной воды, превышающей 3,0 мг-экв/кг.

Определив величины Q^c , n и $E_{\text{раб}}$ и приравняв S_1 к S_2 , получают уравнение

$$Q^c K'_0 = n V_{\text{кат}} E_{\text{раб}}, \quad (23-25)$$

из которого определяют требуемый объем катионита для фильтров в виде:

$$V_{\text{кат}} = \frac{Q^c K'_0}{n E_{\text{раб}}}. \quad (23-26)$$

По полученному значению $V_{\text{кат}}$ и объему катионита в типовых фильтрах подбирают число и типоразмер фильтров, подлежащих установке, имея в виду следующее. При одноступенчатом Na-катионировании, H-катионировании и в первой ступени при двухступенчатом Na-катионировании число фильтров должно быть не менее трех, из которых один — резервный, а во второй ступени при двухступенчатом Na-катионировании — не менее двух, из которых один — резервный.

Если общее количество $V_{\text{кат}}^d$ -катионита, заключенного во всех рабочих фильтрах выбранного типоразмера, заметно больше количества катионита, подсчитанного по формуле (23-26), то следует уточнить действительную продолжительность межрегенерационного периода работы фильтров по формуле

$$t_1^d = t_1 \frac{V_{\text{кат}}^d}{V_{\text{кат}}}, \quad \text{ч.} \quad (23-27)$$

Когда число и типоразмер фильтров выбраны, следует проверить скорость фильтрации воды в фильтрах, пользуясь формулой

$$w_{\text{ф}} = \frac{Q^c}{6\pi d_{\text{ф}}^2}, \quad \text{м/ч}, \quad (23-28)$$

где $d_{\text{ф}}$ — внутренний диаметр фильтра, м, а также данными о скорости фильтрации. Расход реагента на регенерацию фильтра определяют по формуле

$$M_p = \frac{\alpha E_{\text{раб}} V_{\text{кат}}^d}{1000}, \quad \text{кг}, \quad (23-29)$$

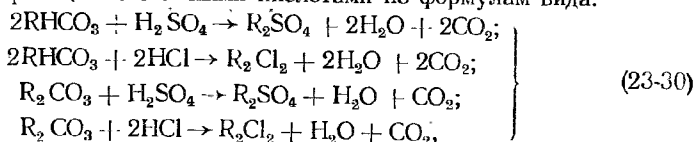
где α — удельный расход реагента на регенерацию, г/г-экв.

23-8. ХИМИЧЕСКОЕ ОБЕССОЛИВАНИЕ ДОБАВОЧНОЙ ВОДЫ

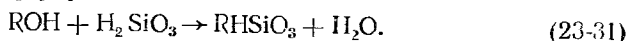
Катионирование добавочной воды решает вопрос водоподготовки только для котельных среднего давления. В котельных высокого и закритического давления к качеству питательной воды предъявляют особенно высокие требования, а потому применяють более совершенные методы обработки добавочной воды: обессоливание, т. е. удаление всех растворенных в ней солей, и обескремнивание, т. е. удаление находящихся в ней соединений кремния.

Наиболее эффективным способом обессоливания и обескремнивания воды является испарение ее в теплообменниках (испарителях), обогреваемых паром, отбираемым из турбин, с последующим получением дистиллята конденсацией испаренной воды. Однако при большом расходе добавочной воды (на ТЭЦ) испарительные установки получаются громоздкими, причем сооружение их не исключает необходимости предварительного водоумягчения, так как испарители при работе на сырой воде быстро зарастают накипью. Поэтому обессоливание и обескремнивание добавочной воды чаще осуществляют химическими методами — сочетанием обработки воды в H-катионитовых и анионитовых фильтрах. Воду, прошедшую H-катионитовые фильтры и поэтому содержащую серную, соляную, угольную и кремниевую кислоты, фильтруют через слой анионита, т. е. твердого, нерастворимого в воде материала, способного вступить в реакцию ионного обмена

с кислотами. При этом различают низкоосновные аниониты, вступающие в реакцию с сильными кислотами по формулам вида:



и высокоосновные аниониты, вступающие в реакцию с кремниевой кислотой по формуле вида:



Образовавшиеся в результате этих реакций H_2O и CO_2 остаются в обессоливаемой воде, а соединения R_2SO_4 , R_2Cl_2 и RHSiO_3 поступают в состав анионита.

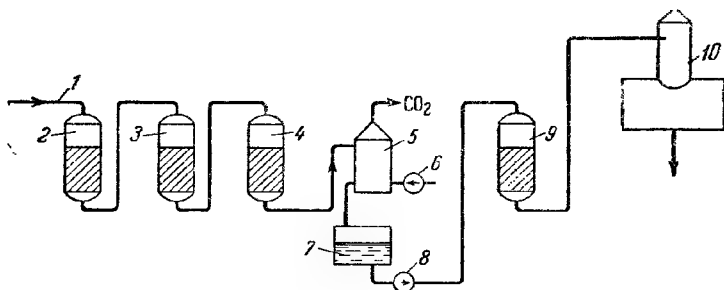


Рис. 23-3. Принципиальная схема установки для глубокого химического обессоливания и обескремнивания воды.

На рис. 23-3 показана принципиальная схема установки для глубокого химического обессоливания и обескремнивания воды. Предварительно коагулированную и осветленную воду подают по трубопроводу 1 в H-катионитовые фильтры 2, а затем в анионитовые фильтры 3, загруженные слабосредственным анионитом. В первых фильтрах вследствие реакций катионного обмена находящиеся в жесткой воде катионы заменяются катионами водорода, во вторых вследствие реакций анионного обмена находящиеся в воде анионы сильных кислот (SO_4^{2-} , Cl^-) заменяются гидроксильными анионами OH^- , в результате чего солесодержание обрабатываемой воды резко снижается. Затем воду последовательно пропускают через H-катионитовые фильтры второй ступени 4 и удалитель CO_2 5, из которого она сливается в промежуточный бак 7. Продувкой слоя воды воздухом, который подается в аппарат 5 воздуходувкой 6, удаляют из нее CO_2 . Из бака 7 вода направляется насосом 8 в загруженные сильноосновным анионитом фильтры 9, в которых в результате реакций анионного обмена из воды удаляются анионы кремниевой кислоты. После этого химически обессоленная вода поступает в деаэратор 10.

23-9. ДЕАЭРАЦИЯ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Существует несколько способов деаэрации питательной воды: термический, десорбционный, химический и др., но в настоящее время подавляющее распространение получил термический способ. Этот способ основан на том, что растворение в воде газов уменьшается по мере повышения ее температуры и совершенно прекращается при достижении температуры кипения, когда растворенные газы полностью выделяются из воды.

Существует несколько типов термических деаэраторов, но в настоящее время в паровых котельных основное распространение получили смешивающие деаэраторы атмосферного типа (рис. 23-4,а). Такой деаэратор представляет собой вертикальную металлическую цилинд-

рическую колонку 4 диаметром 1—2 и высотой 1,5—2 м, установленную на горизонтальном цилиндрическом баке, предназначенном для хранения запаса деаэрированной воды.

Вода, подлежащая деаэрации, подается в верхнюю часть колонки, где она попадает в водораспределительное устройство 2. Перелившись через край этого устройства, вода стекает вниз, проходя через систему дырчатых тарелок 3 и разбиваясь при этом на тонкие струйки. На своем пути вода встречает восходящий поток пара, который поступает в колонку у ее основания и,

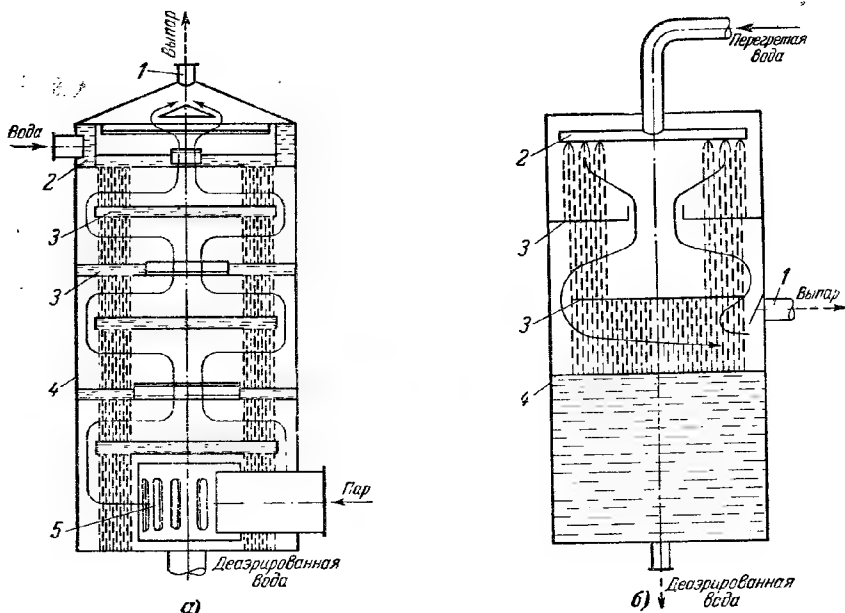


Рис. 23-4. Колонки смешивающих термических деаэраторов.
а — атмосферного типа; б — вакуумного типа.

пройдя парораспределительную камеру 5, начинает подниматься навстречу падающим струям воды. В результате непосредственного контакта с паром струйки стекающей воды нагреваются до температуры кипения, вследствие чего содержащийся в них воздух выделяется и удаляется с некоторым небольшим количеством не сконденсировавшегося пара через штуцер 1, вваренный в крышку колонки. Нагретая до температуры кипения деаэрированная вода, стекает в питательный бак.

В описанном деаэраторе поддерживают давление, несколько превышающее атмосферное, обычно 1,2 ат, в соответствии с чем воду нагревают до температуры 104° С, т. е. до температуры кипения при этом давлении. Количество воды, подаваемой в деаэратор, регулируют, исходя из условия поддержания постоянного уровня ее в баке. Для этого служит регулятор уровня поплавок-ового типа, воздействующий на запорный клапан трубопровода поступающей воды. Регулирование подачи пара может быть как ручным, так и автоматическим. Чтобы предотвратить потерю пара, выходящего из деаэратора через штуцер 1, и заключенного в нем тепла, этот пар направляют в теплообменник (о х л а д и т е л ь в ы п а р а) для подогрева воды, подаваемой в деаэратор.

Отечественная промышленность выпускает деаэраторные колонки атмосферного типа ДСА номинальной производительностью 25—300 т/ч; 10В*

страдали горячей сетевой воды. Подогревшись здесь до температуры кипения, вода поступает в колонку деаэратора, где она освобождается от растворенных газов.

Чтобы деаэрированная вода, собирающаяся в баке 5, сохраняла температуру кипения, в этом баке иногда размещают змеевик, также обогреваемый горячей водой из водогрейных котлов. Из резервуара 6 вода подается в деаэратор атмосферным давлением (поскольку в деаэраторе вакуум) либо особым насосом. Деаэраторы подпиточной воды выполняют на производительность 50—3 200 *м/ч*. Они работают при давлении 0,3 *ат*, чему соответствует температура кипения воды 68,9° С.

Схема водоподготовительной установки, состоящей из Na-катионитовых фильтров, которые работают по двухступенчатой схеме, и деаэратора атмосферного типа, показана на рис. 23-6.

23-10. ВОДНЫЙ РЕЖИМ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ. ВНУТРЕННЯЯ КОРРОЗИЯ

Поступающие в котел с добавочной водой минеральные примеси постепенно накапливаются в котловой воде и после наступления состояния насыщения начинают выпадать из нее. Прежде всего состояние насыщения наступает для солей жесткости, и они начинают выпадать из воды в первую очередь, обычно в виде кристаллов. Центрами кристаллизации служат шероховатости на поверхностях нагрева, а также взвешенные и коллоидальные частицы, находящиеся в котловой воде. Вещества, которые кристаллизуются непосредственно на поверхностях нагрева в виде плотных отложений, образуют **накипь**, как правило очень прочную и трудно удаляемую. Вещества, кристаллизующиеся в объеме котловой воды, образуют взвешенные частицы — **шлам**.

Наиболее распространены кальциевая и магниевая накипи, в составе которых преобладают CaSO_4 , CaSiO_3 , $5\text{CaO} \cdot 5\text{SiO}_2 \cdot \text{H}_2\text{O}$, CaCO_3 и Mg(OH)_2 . Накипь, как правило, имеет низкий коэффициент теплопроводности, составляющий 0,1—2,0 *ккал/м·ч·град*. Поэтому даже тонкий слой накипи приводит к резкому повышению температуры металла поверхностей нагрева котельных агрегатов. При этом в высокотемпературных поверхностях нагрева (экраны, фестоны, первые ряды кипятильных труб конвективного пучка) эта температура по мере увеличения толщины слоя накипи может превысить предельную по условиям прочности металла, после чего начинается постепенная деформация его с образованием **отдулин**, т. е. местного вздутия трубы, имеющего диаметр 20—30 *мм*. Затем на месте отдулины образуется с **вищ** — щелевидное отверстие длиной 20—30 *мм* вдоль образующей трубы. Через него с большой скоростью начинает бить струя воды, и котел приходится останавливать для устранения свища. В тех газоходах водотрубных котлов и водяных экономайзеров, где повышение температуры стенки трубы не угрожает надежности работы котла, накипь также недопустима, так как она приводит к уменьшению **к. п. д.** котельного агрегата и может привести к уменьшению производительности его в результате уменьшения коэффициента теплопередачи и связанного с этим повышения температуры отходящих газов.

В отличие от соединений кальция и магния, образующих накипь, силикат магния MgSiO_3 и некоторые другие соединения магния в барабанных котлах образуют подвижный, легко удаляемый шлам.

На нормальный режим работы барабанного котла большое влияние оказывает также щелочность котловой воды. Чрезмерное повышение ее может привести к вспениванию и заполнению вспененной водой всего парового пространства барабана. В этих условиях сепарационные устройства перестают выполнять свое назначение и вода проникает в пароперегреватель, а затем в паровую турбину, создавая угрозу повреждения ее.

Повышенная щелочность котловой воды может также стать причиной особой формы коррозии металла — **щелочной**, а также причиной появления трещин в заклепочных швах и развальцованных концах кипятильных

и экранных труб (межкристаллитная коррозия или щелочная хрупкость металла). Наряду с этим небольшая щелочность котловой воды желательна, так как она способствует уменьшению кислородной коррозии металла.

В котлах высокого давления начинает вредно сказываться содержание в воде кремниевой кислоты H_2SiO_3 . При высоком давлении, начиная примерно с 70 ат, кремниевая кислота, как уже отмечалось, приобретает способность растворяться в водяном паре, причем с повышением давления эта растворимость резко возрастает. Попадая вместе с паром в пароперегреватель, она обезвоживается, в результате чего в паре появляется SiO_2 . Попадая затем в турбину, SiO_2 образует на ее лопатках нерастворимые в воде отложения, что приводит к необходимости останавливать турбину для удаления их. Большой вред при попадании в водопаровой тракт приносят растворенные в питательной воде кислород и углекислота, так как они вызывают различные формы внутренней коррозии металла элементов котельного агрегата, которая может за сравнительно короткое время вывести их из строя.

В связи с изложенным возникает необходимость нормировать качество питательной воды по ряду показателей. Эти нормы для котлов различного давления согласно «Правилам устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов» Госгортехнадзора и «Правилам технической эксплуатации электрических станций и сетей» (ПТЭ) приведены в табл. 23-2.

Таблица 23-2

Показатель	Барашные котлы с давлением, ат					Прямоточные котлы с давлением	
	14	24	40	100	140	докритическим	закритическим
Жесткость общая (определенная трилонометрическим способом), мкг-экв/кг	20	10	5	5	3	0,5	0,2
Растворенный кислород, мкг/кг	100/30*	100/30*	20	10	10	10	10
Показатель pH		8,5—9,0		9±0,2		9±0,2	
Соединения железа в пересчете на Fe, мкг/кг	200	50/100**	50/100**	30	30	20	10
Соединения меди в пересчете на Cu (нормируются, начиная с давления 30 ат), мкг/кг	—	—	10/20**	10/20**	5	5	5
Аммиак и его соединения в пересчете на NH ₃ , мкг/кг	—	—	1 000	1 000	1 000	500	500
Кремниевая кислота в пересчете на SiO ₃ , (нормируется, начиная с давления 70 ат), мкг/кг	—	—	—	100	50	20	20
Соединения натрия в пересчете на Na, мкг/кг	—	—	—	—	—	15	10
Свободный гидразин в пересчете на N ₂ H ₄ (при обработке воды гидразином), мкг/кг	—	—	—	30—100	—	—	30—100
Масло и тяжелые нефтепродукты, мкг/кг	3 000	1 000	1 000	300	300	следы	
Свободная углекислота	должна			отсутствовать			

* Числитель—котлы без водяного экономайзера или с чугунным экономайзером; знаменатель — котлы со стальным экономайзером.

** Числитель—жидкое топливо, знаменатель — остальное топливо.

Примечание. Для котлов, работающих при нестандартных давлениях, нормы качества питательной воды принимаются по ближайшему более высокому стандартному давлению.

Чтобы предотвратить образование отложений на поверхностях нагрева и исключить угрозу повреждения труб котельного агрегата, а также предотвратить коррозионные процессы металла труб всего водопарового тракта при эксплуатации, организуют специальный в о д н ы й р е ж и м работы котельного агрегата.

Чтобы исключить возможность выпадения из котловой воды накипеобразующих солей и образования накипи в барабанных котлах, необходимо, чтобы концентрация накипеобразующих солей в котловой воде не превышала известного значения, находящегося ниже критической концентрации, при которой начинается их выпадение из раствора. Этого достигают п р о д у в к о й котла, т. е. выпуском из него некоторого количества воды, чтобы удалить то же количество солей, которое поступает в него с питательной

водой. В результате количество солей, содержащихся в котловой воде, стабилизируется на некотором уровне, что исключает опасность чрезмерного накопления солей в котле и выпадения их из раствора. Так как солесодержание котловой воды во много раз выше солесодержания питательной воды, то стабилизация солевого баланса котла достигается продувкой только очень незначительной части поданной в котел воды.

Организируют продувки периодическую и непрерывную. П е р и о д и ч е с к о й продувкой удаляют из котла вместе с небольшой частью котловой воды осевший шлам. Н е п р е р ы в н а я продувка (рис. 23-7) обеспечивает равномерное удаление из котла накопившихся растворенных солей без нарушений режима работы его. Периодическую продувку проводят через каждые 8--16 ч из нижних барабанов и коллекторов котлов, т. е. из мест, в которых накапливается шлам. Непрерывную продувку применяют наряду с периодической из барабана котла (при двухбарабанных котлах — из верхнего). Вода непрерывной продувки подается в расширитель 5, в котором давление ее падает до атмосферного. В ре-

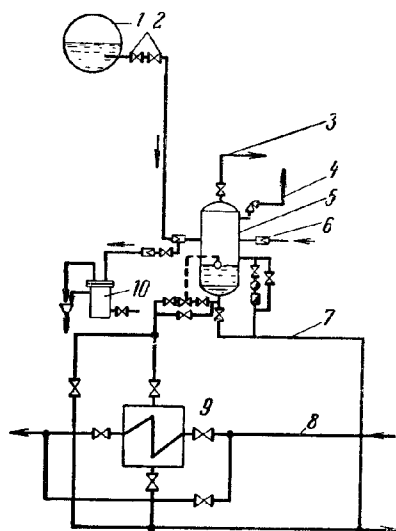


Рис. 23-7. Схема непрерывной продувки.

зультате часть воды испаряется и образовавшийся пар поступает в деаэра- тор, где тепло его используется. Оставшаяся вода проходит в сливной ко- лодец через теплообменник, где также используется часть тепла проду- вочной воды.

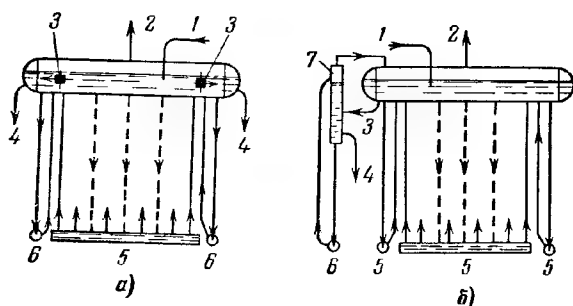


Рис. 23-8. Схема ступенчатого испарения котла.

а — с солевыми отсеками внутри барабана котла; б — с выносным циклоном.

зультате часть воды испаряется и образовавшийся пар поступает в деаэра- тор, где тепло его используется. Оставшаяся вода проходит в сливной ко- лодец через теплообменник, где также используется часть тепла проду- вочной воды.

Так как часть тепла продувочной воды теряется, стремятся к тому, чтобы количество продувочной воды было минимальным. Эффективным методом снижения величины продувки является ступенчатое испарение, сущность которого состоит в том, что водяной объем и парообразующие циркуляционные контуры котла разделяют на несколько отсеков, соединенных по пару и разделенных по воде. Питательная вода подается только в первый отсек. Для второго отсека питательной водой является продувочная вода первого отсека. Продувочная вода из второго отсека поступает в третий отсек и т. д. При этом концентрация примесей в котловой воде нарастает от отсека к отсеку. Продувку котла проводят из последнего (при двухступенчатом испарении — из второго, при трехступенчатом — из третьего) отсека. Так как концентрация примесей в воде второго или третьего отсека значительно выше, чем в котловой воде при одноступенчатом испарении, то для вывода примесей из котла требуется меньшая продувка.

На рис. 23-8, а показана схема с солевыми отсеками, выполненными внутри барабана котла в его торцах. Питательная вода по питательной линии 1 поступает в среднюю часть барабана котла, из которого питаются циркуляционные контуры 5 чистого отсека, образуемые фронтальными и задними экранами котла. Через отверстия 3 в перегородках, отделяющих солевые отсеки барабанов от чистого отсека, вода поступает в торцевые части барабана, а из них — в циркуляционные контуры солевых отсеков 6, образуемых боковыми экранами котла. Продувочные линии 4 присоединены к солевым отсекам барабана. Насыщенный пар выходит из барабана котла по паропроводу 2.

На рис. 23-8, б показана схема с выносным циклоном 7, который вместе с циркуляционным контуром 6 образует солевой отсек котла. Котловая вода поступает в циклон 7 из барабана котла, являющегося чистым отсеком, через трубу 3. Продувочная линия 4 присоединена к циклону.

Величину продувки π выражают в процентах паропроизводительности котла:

$$\pi = \frac{D_{\text{пр}}}{D} \cdot 100, \%, \quad (23-33)$$

где $D_{\text{пр}}$ — расход продувочной воды, кг/ч.

Количество воды, подлежащей удалению из котла непрерывной продувкой, определяют из уравнения солевого баланса котла:

$$D_{\text{п.в}} S_{\text{п.в}} = DS_{\text{п}} + D_{\text{пр}} S_{\text{пр}} + DS_{\text{отл}}, \quad (23-34)$$

где $D_{\text{п.в}}$ — расход питательной воды, кг/ч;

$S_{\text{п.в}}, S_{\text{п}}, S_{\text{пр}}$ — соответственно соледержания питательной воды, пара и продувочной воды, мг/кг;

$S_{\text{отл}}$ — количество веществ, отлагающихся на поверхностях нагрева котла на 1 кг произведенного пара, мг/кг.

В котлах низкого и среднего давления количество солей, уносимых паром, пренебрежимо мало по сравнению с количеством солей, поступающих в котел с питательной водой. Поэтому член $DS_{\text{п}}$ в уравнении (23-34) можно без большой погрешности приравнять нулю. Член, учитывающий количество солей, отлагающихся на поверхностях нагрева, $DS_{\text{отл}}$ в условиях нормального водного режима котла должен быть равен нулю. Поэтому количество котловой воды, подлежащей удалению из котла продувкой, получается равным:

$$D_{\text{пр}} = \frac{D_{\text{п.в}} S_{\text{п.в}}}{S_{\text{пр}}} = D \frac{S_{\text{п.в}}}{S_{\text{пр}} - S_{\text{п.в}}}, \quad (23-35)$$

поскольку

$$D_{\text{п.в}} = D + D_{\text{пр}}.$$

Подставив выражение для $D_{\text{пр}}$ из формулы (23-35) в формулу (23-33), можно получить величину продувки в процентах:

$$\pi = \frac{S_{\text{п.в}}}{S_{\text{пр}} - S_{\text{п.в}}} \cdot 100, \%. \quad (23-36)$$

В котлах высокого давления пренебрегать уносом солей паром нельзя, а потому для названных котлов величину продувки приходится вычислять по более сложной формуле.

Чтобы предотвратить образование отложений на поверхностях нагрева и исключить угрозу повреждения труб котельного агрегата, а также предотвратить коррозионные процессы металла труб всего водопарового тракта при эксплуатации, организуют специальный водный режим работы котельного агрегата.

Чтобы исключить возможность выпадения из котловой воды накипеобразующих солей и образования накипи в барабанных котлах, необходимо, чтобы концентрация накипеобразующих солей в котловой воде не превышала известного значения, находящегося ниже критической концентрации, при которой начинается их выпадение из раствора. Этого достигают при вводе в котла, т. е. выпуском из него некоторого количества воды, чтобы удалить то же количество солей, которое поступает в него с питательной

водой. В результате количество солей, содержащихся в котловой воде, стабилизируется на некотором уровне, что исключает опасность чрезмерного накопления солей в котле и выпадения их из раствора. Так как солесодержание котловой воды во много раз выше солесодержания питательной воды, то стабилизация солевого баланса котла достигается продувкой только очень незначительной части поданной в котел воды.

Организуют продувки периодическую и непрерывную. Периодической продувкой удаляют из котла вместе с небольшой частью котловой воды осевший шлам. Непрерывная продувка (рис. 23-7) обеспечивает равномерное удаление из котла накопившихся растворенных солей без нарушения режима работы его. Периодическую продувку проводят через каждые 8—16 ч из нижних барабанов и коллекторов котлов, т. е. из мест, в которых накапливается шлам. Непрерывную

Рис. 23-7. Схема непрерывной продувки.

продувку применяют наряду с периодической из барабана котла (при двухбарабанных котлах — из верхнего). Вода непрерывной продувки подается в расширитель 5, в котором давление ее падает до атмосферного. В ре-

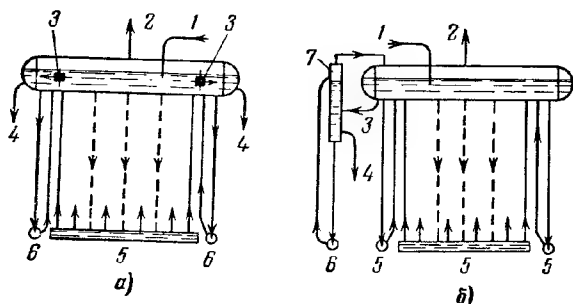


Рис. 23-8. Схема ступенчатого испарения котла.

а — с соевыми отсеками внутри барабана котла; б — с выносным циклоном.

зультате часть воды испаряется и образовавшийся пар поступает в деаэра-тор, где тепло его используется. Оставшаяся вода проходит в сливной ко-лодец через теплообменник, где также используется часть тепла проду-вочной воды.

Так как часть тепла продувочной воды теряется, стремятся к тому, чтобы количество продувочной воды было минимальным. Эффективным методом снижения величины продувки является ступенчатое испарение, сущность которого состоит в том, что водяной объем и парообразующие циркуляционные контуры котла разделяют на несколько отсеков, соединенных по паре и разделенных по воде. Питательная вода подается только в первый отсек. Для второго отсека питательной водой является продувочная вода первого отсека. Продувочная вода из второго отсека поступает в третий отсек и т. д. При этом концентрация примесей в котловой воде нарастает от отсека к отсеку. Продувку котла проводят из последнего (при двухступенчатом испарении — из второго, при трехступенчатом — из третьего) отсека. Так как концентрация примесей в воде второго или третьего отсека значительно выше, чем в котловой воде при одноступенчатом испарении, то для вывода примесей из котла требуется меньшая продувка.

На рис. 23-8, *а* показана схема с соевыми отсеками, выполненными внутри барабана котла в его торцах. Питательная вода по питательной линии 1 поступает в среднюю часть барабана котла, из которого питаются циркуляционные контуры 5 чистого отсека, образуемые фронтальными и задними экранами котла. Через отверстия 3 в перегородках, отделяющих соевые отсеки барабанов от чистого отсека, вода поступает в торцевые части барабана, а из них — в циркуляционные контуры соевых отсеков 6, образуемых боковыми экранами котла. Продувочные линии 4 присоединены к соевым отсекам барабана. Насыщенный пар выходит из барабана котла по паропроводу 2.

На рис. 23-8, *б* показана схема с выносным циклоном 7, который вместе с циркуляционным контуром 6 образует соевый отсек котла. Котловая вода поступает в циклон 7 из барабана котла, являющегося чистым отсеком, через трубу 3. Продувочная линия 4 присоединена к циклону.

Величину продувки π выражают в процентах паропроизводительности котла:

$$\pi = \frac{D_{\text{пр}}}{D} \cdot 100, \% \quad (23-33)$$

где $D_{\text{пр}}$ — расход продувочной воды, кг/ч.

Количество воды, подлежащей удалению из котла непрерывной продувкой, определяют из уравнения солевого баланса котла:

$$D_{\text{п. в}} S_{\text{п. в}} = DS_{\text{п}} + D_{\text{пр}} S_{\text{пр}} + DS_{\text{отл}} \quad (23-34)$$

где $D_{\text{п. в}}$ — расход питательной воды, кг/ч;

$S_{\text{п. в}}, S_{\text{п}}, S_{\text{пр}}$ — соответственно солевые содержания питательной воды, пара и продувочной воды, мг/кг;

$S_{\text{отл}}$ — количество веществ, отлагающихся на поверхностях нагрева котла на 1 кг произведенного пара, мг/кг.

В котлах низкого и среднего давления количество солей, уносимых паром, пренебрежимо мало по сравнению с количеством солей, поступающих в котел с питательной водой. Поэтому член $DS_{\text{п}}$ в уравнении (23-34) можно без большой погрешности приравнять нулю. Член, учитывающий количество солей, отлагающихся на поверхностях нагрева, $DS_{\text{отл}}$ в условиях нормального водного режима котла должен быть равен нулю. Поэтому количество котловой воды, подлежащей удалению из котла продувкой, получается равным:

$$D_{\text{пр}} = \frac{D_{\text{п. в}} S_{\text{п. в}}}{S_{\text{пр}}} = D \frac{S_{\text{п. в}}}{S_{\text{пр}} - S_{\text{п. в}}}, \quad (23-35)$$

поскольку

$$D_{\text{п. в}} = D + D_{\text{пр}}.$$

Подставив выражение для $D_{\text{пр}}$ из формулы (23-35) в формулу (23-33), можно получить величину продувки в процентах:

$$\pi = \frac{S_{\text{п. в}}}{S_{\text{пр}} - S_{\text{п. в}}} \cdot 100, \% \quad (23-36)$$

В котлах высокого давления пренебрегать уносом солей паром нельзя, а потому для названных котлов величину продувки приходится вычислять по более сложной формуле.

Из формулы (23-36) видно, что процент продувки тем больше, чем при прочих равных условиях выше солесодержание питательной воды или ниже предельно допустимое солесодержание котловой воды. Согласно ПТЭ продувка котлов при восполнении потери пара и конденсата дистиллятом, или обессоленной водой не должна быть менее 0,3 и более 0,5% количества выработанного пара. При восполнении потери химически очищенной водой продувка должна быть не менее 0,5 и не более 3,0%, и только в тех случаях, когда количество невозвращаемого конденсата становится большим, продувку можно увеличивать до 5,0%.

Единых норм качества котловой воды для барабанных котлов не существует. Допустимые предельные значения солесодержания, кремнесодержания и щелочности котловой воды зависят от большего числа факторов: типа и конструкции парового котла, давления пара, характера испарения (одно- или двухступенчатое) и др. Ориентировочные предельные значения основных характеристик котловой воды для различных котлов приведены в табл. 23-3.

Таблица 23-3

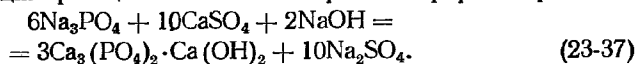
Показатель	Промышленные котлы типов ДКВР, ДКВ, КРЩ			Экранные котлы без ступенчатого испарения при давлении, ат			Экранные котлы с двухступенчатым испарением (в солевом отсеке) при давлении, ат			Экранные котлы с двухступенчатым испарением и барботажной промывкой пара (в солевом отсеке) при давлении, ат	
	с механическими внутрибарабанными сепараторами		с выносными циклонами								
	Одноступенчатое испарение	Двухступенчатое испарение	Двухступенчатое испарение	до 40	100	140	до 40	100	140	100	140
Солесодержание, мг/кг	3 000	6 000	10 000	1 200—1 500	200—600	150—300	3 000—5 000	3 000	1 500	4 000	2 500
Кремнесодержание в пересчете на SiO_2 , мг/кг	—	—	—	—	1,0—2,0	0,3—0,5	—	10	4	50	15
Щелочность, мг-экв/кг	—	—	—	9—12	2—4	1—2	14	5—6	3—5	—	—

Полностью избежать образования накипи на поверхностях нагрева только путем улучшения качества питательной воды и продувки котла удастся не всегда. Необходимо еще дополнительно влиять на качество котловой воды, для чего применяют так называемый **к о р р е к ц и о н н ы й** метод обработки ее. В котловую воду вводят специальные реагенты — коррекционные вещества, анионы которых связывают и осаждают в виде шлама катионы кальция и магния питательной воды, проникшие в котел.

В котлах малой паропроизводительности с давлением не свыше 14 ат в качестве коррекционных веществ применяют реагенты, дающие в растворе **к а р б о н а т н ы е** анионы для связывания и осаждения в виде шлама катионов кальция (например, Na_2CO_3), и гидроксильные анионы для связывания и осаждения в виде шлама катионов магния (например, NaOH). Однако карбонатные анионы, будучи нестойкими, переходят в котловой воде в гидроксильные анионы в результате гидролитического расщепления, степень которого тем больше, чем выше давление в котле.

При давлении 50 ат почти все карбонатные анионы подвергаются расщеплению, поэтому в котлах с давлением выше 16 ат вместо карбонатных применяют более стойкие и не подвергающиеся расщеплению **ф о с ф а т н ы е** анионы. В качестве реагентов для фосфатного корректирования котловой воды чаще всего применяют тринатрийфосфат $\text{Na}_3\text{PO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$. Ха-

ракетр происходящих реакций может быть проиллюстрирован реакцией



Получающиеся вещества, т. е. $3\text{Ca}_3(\text{PO}_4)_2 \cdot \text{Ca}(\text{OH})_2$ и Na_2SO_4 , обладают малой растворимостью и выпадают в виде шлама, удаляемого в дальнейшем при периодических продувках. Фосфатирование котловой воды осуществляют так, чтобы в ней постоянно содержался некоторый избыток фосфатных аннонов. Режим фосфатирования может быть двояким: фосфатно-щелочным и с чисто фосфатной щелочностью, т. е. с отсутствием свободной щелочности. Режим фосфатно-щелочной ведут при питании котлов конденсатом с добавкой химически умягченной воды, а режим чисто фосфатный — при питании котлов конденсатом с добавкой дистиллята и химически обессоленной воды. Рекомендуемый избыток PO_4^{3-} в котловой воде для этих режимов составляет:

котлы без ступенчатого испарения — не менее 5 мг/кг и не более 15 мг/кг;

котлы со ступенчатым испарением: по чистому отсеку — не менее 5 мг/кг и не более 10 мг/кг; по солевому отсеку — не более 75 мг/кг.

При постоянном поддержании жесткости питательной воды менее 3 мкг-экв/кг и содержании в котловой воде кремнекислоты и сульфатов не выше нормы, установленной теплохимическими испытаниями, допускается пониженный избыток фосфатов в котловой воде или отказ от фосфатирования.

В прямоточных котлах все поступающие в него с питательной водой минеральные примеси оседают на стенках труб котла либо уносятся паром, так как в прямоточных котлах продувку применить нельзя. Отложение солей начинается, когда влагосодержание пара уменьшается до 50—20%, и заканчивается когда температура пара начинает превышать температуру насыщения на 20—30° С. Наибольшее отложение солей происходит в области, где влажность пара становится менее 5—6%.

Поскольку нарастание отложений солей в трубах прямоточных котлов происходит непрерывно, последние приходится периодически останавливать во избежание чрезмерного нарастания накипи. Сообразно с этим проектирование и эксплуатацию прямоточных котлов ведут так, чтобы момент вынужденной остановки котла наступал как можно позднее. Для этого при проектировании зону максимального отложения солей размещают в области пониженной температуры дымовых газов, чтобы облегчить температурный режим этой зоны котельных труб (переходная зона).

Прямоточные котлы питают конденсатом паровых турбин с возмещением потерь пара и воды дистиллированной водой, получаемой в испарителях, или химически обессоленной водой.

При соблюдении описанных условий кампания прямоточного котла становится достаточно длительной для того, чтобы полностью удовлетворить требованиям эксплуатации. Нормы качества питательной воды для прямоточных котлов очень жестки (см. табл. 23-2).

Устранение из прямоточного котла осевших солей осуществляют в периоды остановки котла водной и кислотной промывками.

Согласно ГОСТ 3619-59 содержание всех солей и солей кремниевой кислоты в питательной воде прямоточных котлов без сепараторов не должно превышать следующих величин:

Номинальное давление пара, ат	Содержание всех солей, мкг/кг	Содержание кремниевой кислоты, мкг/кг	Общая жесткость, мкг-экв/кг
140	50	20	1,0
255	30	20	0,7

Водную промывку осуществляют при очередных остановках котла водой с температурой 100° С, которую прокачивают через котел. Кислотную

промывку осуществляют через каждые 2—3 года слабым раствором хромовой или соляной кислоты.

Нормы качества насыщенного и перегретого пара даны в табл. 23-4.

Таблица 23-4

Показатель	Давление пара на выходе из котла, ат					
	ниже 40		от 40 до 100		выше 100	
	Конденсационная электростанция	ТЭЦ	Конденсационная электростанция	ТЭЦ	Конденсационная электростанция	ТЭЦ
Соединения натрия в пересчете на натрий, <i>мкг/кг</i>	60	100	15	25	10	15
Кремниевая кислота в пересчете на SiO_2 , <i>мкг/кг</i>	Не нормируется	Не нормируется	20*	30*	20	30
Содержание свободной углекислоты, (для барабанных котлов)**, <i>мкг/кг</i> .	10	20	5	10	0	0

* Содержание кремниевой кислоты нормируется для котлов с давлением 70 ат и выше.

** Для прямоточных котлов всех давлений свободная углекислота должна отсутствовать совсем.

Внутренняя коррозия металла котельных агрегатов различается химическая и электрохимическая. Чисто химической является пароводяная коррозия; к электрохимическим коррозионным процессам относятся коррозия под действием кислорода и углекислого газа, а также щелочная коррозия. Сущность процесса электрохимической коррозии состоит в том, что при соприкосновении металла с электролитами на поверхности его образуются микрогальванические элементы, появление которых сопровождается переходом на анодном участке ионов металла в раствор.

Кислородная коррозия происходит в трубах водяных экономайзеров в результате взаимодействия металла трубы с кислородом и углекислотой, растворенными в воде. Основной способ предотвращения ее — тщательная деаэрация питательной воды. Кроме того, следует рассчитывать водяной экономайзер на достаточно большую скорость воды (не менее 0,3 м/сек в некипящей части его), так как при малой скорости движения воды пузырьки выделяющихся из воды коррозионно активных газов легче оседают на стенках труб. Для предотвращения кислородной коррозии можно также вводить в питательную воду после деаэратора гидразингидрат $\text{N}_2\text{H}_4 \cdot \text{H}_2\text{O}$ или гидразинсульфат $\text{N}_2\text{H}_4 \cdot \text{H}_2\text{SO}_4$, которые химически связывают коррозионно активные газы.

Пароводяная коррозия происходит в результате воздействия на металл перегретого водяного пара; она происходит в пароперегревателях котельных агрегатов высокого и сверхкритического давления. Уменьшения пароводяной коррозии достигают подбором металла — применением стали, легированной молибденом, хромом и никелем.

Щелочная коррозия происходит в испарительных поверхностях нагрева в результате взаимодействия металла с едким натрием при высокой концентрации его в котловой воде и высокой температуре. Разновидностью щелочной коррозии является межкристаллитная коррозия (каустическая хрупкость), возникающая в вальцовочных и заклепочных соединениях под влиянием местных высоких механических напряжений при наличии высокой щелочности котловой воды. Межкристаллитная коррозия приводит к снижению механической прочности металла и образованию трещин в нем. Предотвращение щелочной коррозии достигается уменьшением агрессивных свойств котловой воды путем поддержания в ней определенного соотношения концентраций гидратной щелочи и других ионов.

КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

24-1. КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Контрольно-измерительные приборы котельной установки предназначены для определения текущих значений параметров ее работы с целью проверки соблюдения оптимального эксплуатационного режима работы, а также наладки этого режима в тех случаях, когда установка работает с отклонениями от него. Контрольно-измерительные приборы имеют исключительно важное значение для нормальной работы котельной установки, так как при отсутствии их режим работы ведется вслепую.

Различают три типа контрольно-измерительных приборов: показывающие, регистрирующие и суммирующие (интегрирующие). Показывающие приборы предназначены только для фиксации значения параметра в каждый данный момент; стрелка прибора (или другой указатель), передвигаясь вдоль шкалы, показывает значение параметра в тот момент, когда человек смотрит на прибор. Типичными показывающими приборами являются манометр и ртутный термометр. Регистрирующие приборы записывают на движущейся бумажной ленте или вращающемся бумажном диске значения соответствующего параметра в зависимости от времени. Суммирующие приборы (интеграторы) суммируют количество проходящего через них вещества. Типичными суммирующими приборами являются счетчик электрической энергии и газовый счетчик.

Часто приборы выполняют комбинированными. В частности, подавляющее большинство регистрирующих приборов имеет показывающую шкалу и стрелку, которая обычно совмещена с записывающим пером. Приборы, регистрирующие расход вещества, например паромеры, водомеры, газомеры и т. п., сочетаются с интегратором, обычно работающим по принципу счетчика электрической энергии.

Для удобства наблюдения показаний приборов, а также для удобства ухода за ними, приборы котельной установки выносят на тепловой щит, устанавливаемый перед фронтом котла. На этот же щит выносят кнопки дистанционного управления вспомогательными механизмами котельной установки.

Количество контрольно-измерительных приборов, устанавливаемых на котельной установке, довольно велико, причем с повышением производительности и параметров пара котельной установки оно возрастает. Обычно устанавливают следующие приборы:

- а) манометры для измерения давления насыщенного пара в барабане котла, давления перегретого пара в выходном коллекторе пароперегревателя и давления питательной воды перед регулирующими питательными органами;
- б) термометры сопротивления или термопары для измерения температуры питательной воды и перегретого пара;
- в) термопары для измерения температуры дымовых газов за пароперегревателем, за котлом, за водяным экономайзером и за воздухоподогревателем, а также для измерения температур воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, и горячего воздуха;
- г) тягомеры для измерения разрежения в верхней части топки и разрежения и давления по газовому и воздушному трактам установки в тех же точках, в которых измеряют температуры дымовых газов и воздуха;
- д) автоматические газоанализаторы для определения содержания CO_2 и O_2 в дымовых газах, обычно размещаемые перед водяным экономайзером;
- е) расходомеры для измерения количеств питательной воды, подаваемой в котел, и производимого последним пара.

Схема размещения контрольно-измерительных приборов на котельном агрегате с котлом типа ДКВР при работе на газообразном топливе приведена на рис. 24-1, а.

24-2. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Система автоматического регулирования работы основных и вспомогательных установок котельной имеет назначение автоматически воссоздавать в условиях непрерывно изменяющейся нагрузки нормальный, наиболее экономичный и надежный режим работы установки. Кроме того, автоматизация позволяет значительно сократить обслуживающий персонал котельной.

Существует ряд систем автоматического регулирования, основанных на разных принципах: электромеханическая, гидравлическая, пневматическая, электронная и др. Каждая из этих систем имеет свои достоинства и недостатки и свою область распространения в энергетике.

Наибольший экономический и технический эффект дает автоматическое регулирование работы котельного агрегата, которое может привести к повышению его к. п. д. на 2—2,5% и соответствующему уменьшению расхода топлива. Наряду с этим соответствующий технико-экономический эффект дает автоматическое регулирование работы всех вспомогательных установок котельной, как-то: водоподготовительных установок, деаэраторов, питательных и других насосов, водоподогревательных установок, продувочных устройств и др.

Основой нормальной работы паровой котельной установки является непрерывное точное поддержание при различных нагрузках оптимальных значений давления и температуры производимого пара, а также параметров процесса горения. Автоматическое регулирование температуры перегретого пара осуществляется от термометра сопротивления, установленного в паропроводе перегретого пара от котла. Импульс передается на регулирующий клапан, установленный на линии охлаждающей воды, поступающей в поверхностный охладитель перегретого пара, или на линии вспрыскиваемой воды, поступающей во вспрыскивающий пароохладитель, чем достигается требуемое изменение количества проходящей в него воды. Автоматическое регулирование давления пара в котле осуществляется более сложно, так как оно связано с автоматическим регулированием процесса горения, которое в зависимости от вида сжигаемого топлива разрешается по-разному.

Удобство управления газом открывает легкую возможность автоматизации котельных агрегатов, работающих на газообразном топливе, и в настоящее время для таких агрегатов применяют несколько систем автоматического регулирования. Комплексная система автоматизации газового котла обычно предусматривает автоматическое регулирование режимов работы котла, в частности автоматическое регулирование режима горения, а также автоматику безопасности. Задачи автоматического регулирования режимов работы газового котла те же, что и котла, работающего на других видах топлива. Эти задачи заключаются в автоматическом поддержании заданных параметров пара, коэффициентов избытка воздуха, разрежений и давлений в газовом и воздушном трактах. В задачу же автоматики безопасности входит автоматическое прекращение подачи газа к горелкам в случае нарушения нормальных условий работы отдельных элементов котельного агрегата. Основным прибором автоматики безопасности является клапан-отсекатель, который при этих нарушениях срабатывает автоматически под воздействием соответствующих сигнализаторов. Обычно предусматривается срабатывание клапана-отсекателя при падении давления газа и воздуха перед горелкой и разрежения в верхней части топки ниже допустимой вели-

чины, при повышении давления газа перед горелками и пара в барабане котла выше допустимого предела, при прекращении подачи электроэнергии в котельную, при выпуске воды в котле и т. п.

На рис. 24-1, б, показана примерная схема автоматического регулирования давления пара и процесса горения в котельном агрегате с котлами типа ДКВР при работе на газообразном топливе.

Основным импульсом является давление пара, отбираемое от главной паровой магистрали. Этот импульс передается на регулятор горения, который воздействует на исполнительные механизмы, приводящие в движение регулирующие органы подачи горючего газа и воздуха, а также регулирующий орган дымососа, изменяя тем самым количества топлива и воздуха, подаваемых в топку, а также дымовых газов, отсасываемых из нее. Чтобы сохранить требуемое давление воздуха перед горелками и разрежение в верхней части топки работу регулятора горения корректируют первичными импульсами давления, отбираемого в воздушном коробе перед горелками, и разрежения, отбираемого в верхней части топки.

Описанная система дополнена автоматикой безопасности, вступающей в действие при ослаблении и прекращении горения в топке, прекращении поступления воздуха в нее, отключения газа и недопустимом повышении давления пара в котле. При понижении температуры в топке уменьшение воздействия импульса от термометров сопротивления, размещенных во фронте топки, на трехходовой соленоидный вентиль приводит к автоматическому закрытию клапана-отсекателя с мембранным исполнительным механизмом. При этом одновременно начинает подаваться газ на запальные горелки. По этому же принципу срабатывает автоматика и в других упомянутых случаях нарушения режима работы котельного агрегата.

В котлах барабанного типа существенно важно поддерживать постоянный уровень воды в барабане, так как выпуск воды из барабана может привести к перегоранию кипятильных труб, а переполнение его водой — к забросу ее в пароперегреватель, а затем в турбину, в результате чего может произойти авария.

Постоянный уровень воды в барабане котла поддерживается воздействием импульса на питательный клапан котла. Из котла типа ДКВР (рис. 24-1, б) импульс отбирается от поплавкового сигнализатора. Для автоматического регулирования уровня воды в барабанах более крупных котлов служит двухимпульсный автоматический регулятор (рис. 24-2). Этот прибор состоит из металлической трубки-термостата 1, верхний конец которой изолированной трубкой 3 соединен с паровым пространством барабана 15, а нижний неизолированной трубкой 11 — с его водяным пространством, так что термостат наполнен водой приблизительно до того же уровня, что и барабан. Температура воды в термостате ниже температуры воды в барабане котла, так как водяная соединительная трубка 11 и трубка термостата 1 не изолированы и легко передают тепло в окружающую среду. Температура же пара в верхней части трубки-термостата, очевидно, та же, что и в барабане.

Когда при повышении паропроизводительности котла количество испаренной воды возрастает, уровень воды в барабане котла понижается, соответственно чему понижается и уровень воды в термостате. В связи с этим часть длины трубки, заполненная паром, увеличивается, что приводит к общему телловому удлинению ее. Удлиняясь, трубка начинает давить на короткое плечо рычага 6 колонки регулирования 4, вследствие чего равновесие сил в рычажной системе 5 колонки нарушается и система приходит в движение, включая через контакты 7 сервомотор 10. Через тягу 12 сервомотор увеличивает открытие регулирующего органа клапана 13, увеличивая тем самым подачу воды в барабан.

Работа регулятора уточняется вторым импульсом, подаваемым по трубкам 2 от измерительной шайбы 14, установленной на паропроводе перегретого пара от котла к сильфону 9. С увеличением расхода пара перепад

давлений до и после диафрагмы возрастает, что воздействует на сильфон 9, который через ту же систему рычагов 5 воздействует на сервомотор 10 и регулирующий клапан 13. Тяга 8 от сервомотора служит для разъединения контактов 7 после того, как регулирующий орган становится в необходимое положение. При уменьшении паропроизводительности котла уровень воды в барабане повышается, трубка-термостат 1 укорачивается и система регулирования начинает работать в обратном направлении, прикрывая клапан 13.

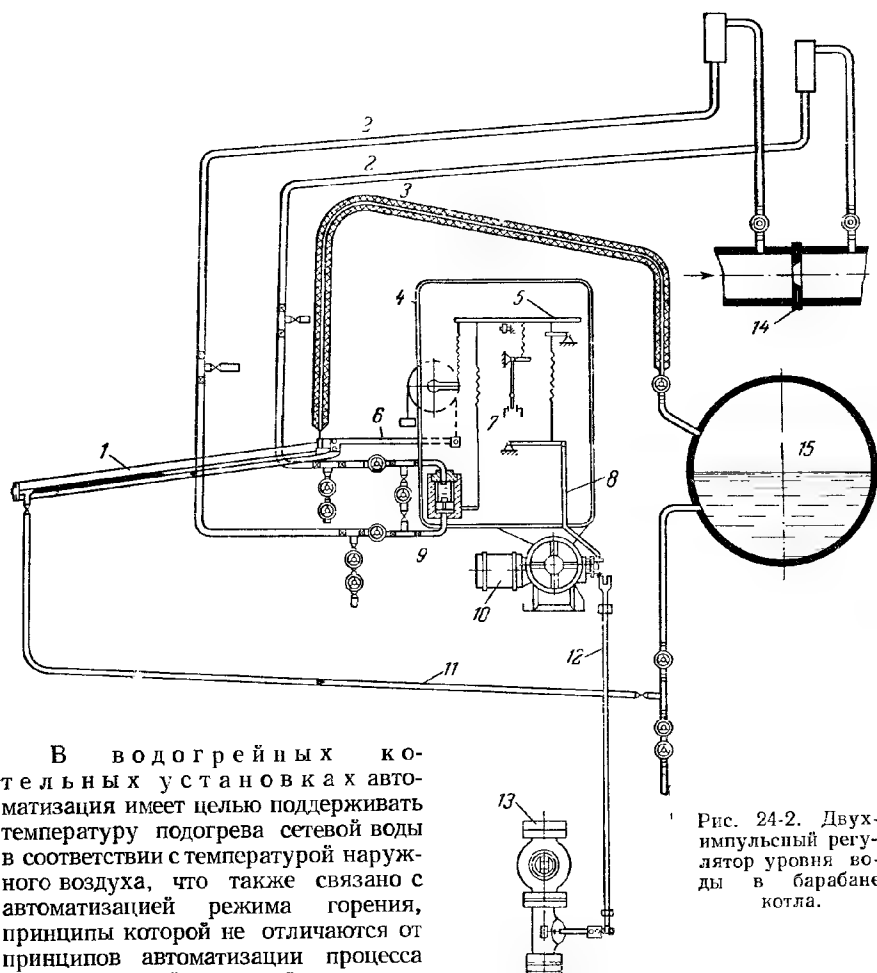


Рис. 24-2. Двух-импульсный регулятор уровня воды в барабане котла.

В водогрейных котельных установках автоматизация имеет целью поддерживать температуру подогрева сетевой воды в соответствии с температурой наружного воздуха, что также связано с автоматизацией режима горения, принципы которой не отличаются от принципов автоматизации процесса горения паровой котельной установки.

Автоматизация работы водоподготовительных установок преследует цели автоматического регулирования производительности установки, а также автоматического выполнения необходимых переключений при переходе от одной операции к другой в процессе регенерации.

Автоматизация работы деаэратора сводится к задаче автоматического поддержания в нем заданного давления независимо от его тепловой и гидравлической нагрузок, а также уровня воды в баке и ее температуры.

В установках подогрева сетевой воды автоматизация служит для регулирования количества подпиточной воды, добавляемой в сеть.

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ КОТЕЛЬНЫХ

Глава двадцать пятая

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОТЕЛЬНЫХ

25-1. ОБЛАСТЬ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ И ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЕЛЬНЫХ

Опыт эксплуатации и технико-экономические расчеты показывают, что теплоснабжение от ТЭЦ при малой мощности их нерентабельно из-за больших капитальных затрат на их сооружение и неэкономичной работы в период отсутствия отопительной нагрузки. ТЭЦ становятся рентабельными только при мощности 100—150 *Мвт* (325—500 *Гкал/ч*) и выше, а теплофикация от ТЭЦ оправдывается только при высокой концентрации потребления тепла. Наряду с этим успехи, достигнутые в изготовлении промышленных паровых котлов на давление 14 *ат* паропроизводительностью 10—50 *т/ч*, а также стальных водогрейных котлов теплопроизводительностью 12,5—100 *Гкал/ч* с к. п. д. 0,85 и выше, привели к значительному снижению капитальных затрат на сооружение котельных с такими котлами, а также к снижению удельного расхода топлива на выработку тепла. В связи с этим котельные с названными котлами во многих случаях становятся конкурентоспособными с ТЭЦ.

В соответствии с изложенным Министерство энергетики и электрификации СССР наметило следующие направления теплоснабжения потребителей тепла. При суммарном потреблении тепла 300 *Гкал/ч* и выше, а в Сибири и других областях с дешевым топливом—400 *Гкал/ч* и выше во всех случаях следует предусматривать комбинированную выработку тепла и электроэнергии на ТЭЦ. При суммарном потреблении тепла ниже 200 *Гкал/ч* во всех случаях следует сооружать районные котельные. При промежуточных значениях величины теплопотребления следует делать выбор между двумя этими системами на основе сравнительного технико-экономического анализа вопроса. Отсюда следует, что теплопроизводительность промышленных и отопительных котельных может достигать 300—400 *Гкал/ч*.

Промышленные и районные отопительные котельные должны работать на природном газе и мазуте.

25-2. ВЫБОР ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ТИПА КОТЕЛЬНОЙ

Проектирование котельной начинают с выявления характера потребителей и определения количества потребного для них тепла или пара, а также вида и параметров теплоносителя. При этом производственные котельные обычно вырабатывают пар для технологических нужд, отопления и вентиляции производственных цехов; отопительные котельные готовят горячую воду для отопления жилых и общественных зданий, а также для хозяйственных нужд; производ-

ственно-отопительные котельные вырабатывают пар и готовят горячую воду для всех перечисленных видов потребления.

Потребность в тепле на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение жилых, общественных и промышленных зданий определяют по проектам местных систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. При отсутствии таких проектов потребность в тепле может быть подсчитана по укрупненным показателям.

Отпуск пара на технологические нужды промышленных предприятий и горячей воды для их горячего водоснабжения определяют по технологическим проектам этих предприятий.

Когда вид и параметры теплоносителя, а также полный отпуск тепла или пара выявлены, можно установить профиль и производительность проектируемой котельной. Если все тепло отпускается в виде горячей воды, проектируют котельную с водогрейными котлами, если в виде пара — котельную с паровыми котлами. Когда же тепло отпускается и в виде пара, и в виде горячей воды, то в зависимости от количественного соотношения отпусков пара и воды можно спроектировать паровую котельную с установкой для подогрева сетевой воды либо комбинированную котельную с паровыми и водогрейными котлами.

25-3. ВЫБОР ЧИСЛА И ТИПА КОТЛОВ

Число и тип котлов при проектировании котельной выбирают, исходя из годового графика отпуска тепла котельной. На этом графике строят кривые отпуска тепла или пара для отопления и подогрева вентилируемого воздуха и для горячего водоснабжения и технологических нужд. Для котельных с паровыми котлами целесообразно строить годовые графики отпуска пара, производя перерасчет отпуска тепла на отопление и вентиляцию на отпуск пара по формуле

$$D = \frac{Q}{(i'' - i_a) \eta_{в.п.}}, \text{ т/ч,} \quad (25-1)$$

где i'' — энтальпия пара, поступающего в сетевой подогреватель воды, ккал/кг;

i_a — энтальпия конденсата, выходящего из охладителя конденсата сетевого подогревателя, ккал/кг;

$\eta_{в.п.}$ — к. п. д. сетевого подогревателя воды, составляющий приблизительно 0,95—0,98.

Над суммирующей кривой отпуска тепла или пара надстраивают кривую собственного расхода тепла или пара котельной и потери тепла или пара в ней. Расход пара на деаэрацию определяют по формуле (23-24), а расход пара на другие нужды принимают в процентах к его выработке: на обдувку поверхностей нагрева 1,0%, на распыление мазута в паровых форсунках 2—3%, на разогрев мазута в мазутохранилище — до 3%, на паровые питательные насосы 1,0%. Потери тепла и пара в котельной принимают равными 1—2% отпущенного тепла или пара.

Переходя к определению числа и производительности котлов, подлежащих установке в котельной, исходят из того, что котлы должны быть однотипными и одинаковой производительности. Предпочтительнее выбирать меньшее число более крупных котлов; желательно, чтобы в котельной было два-три работающих котла. Резервного котла, как правило, не предусматривают, за исключением тех случаев, когда по условиям производства недопустимо даже кратковременное сокращение отпуска тепла или пара.

Производительность котлов выбирают из такого расчета, чтобы они полностью обеспечивали требуемую выработку пара в зимний максимум и чтобы в летний период можно было по очереди выводить все котлы в капитальный ремонт.

Тепловая схема котельной представляет собой схему движения и распределения теплоносителя в ее пределах; для паровой котельной это схема движения и распределения воды и пара, для водогрейной котельной — схема движения и распределения холодной и горячей воды.

Тепловая схема показывает каким образом соединены котельные агрегаты, теплообменники для отпуска тепла потребителям (сетевые подогреватели), установки для подготовки добавочной и питательной воды, деаэраторы, питательные насосы котлов, насосы сетевых подогревателей. Основное и вспомогательное тепловое оборудование объединяется в принципиальной тепловой схеме линиями трубопроводов для воды и пара в соответствии с последовательностью движения теплоносителя в установке.

Составление тепловой схемы является одним из важных этапов проектирования котельной.

Тепловая схема котельной должна быть по возможности наиболее простой, с тем чтобы предельно упростить эксплуатацию и полностью устранить возможность неправильных переключений. Арматуру трубопроводов в соответствии с ее назначением размещают либо непосредственно на приемных и выдающих патрубках того оборудования, которое соединяется трубопроводом, либо на самом трубопроводе.

Тепловые схемы паровых котельных довольно стабильны и мало отличаются друг от друга. Схему обычно составляют, исходя из следующих общих принципов. Питательную линию (магистраль) обычно выполняют двойной с целью повысить надежность питания котлов. У напорного патрубка насоса по ходу воды последовательно устанавливают: запорный клапан или задвижку; автоматически запирающийся от давления в питательной магистрали обратный клапан, имеющий назначение исключить возможность обратного прохода воды из питательной линии в насос при аварийной остановке последнего; автоматический регулятор давления, имеющий назначение поддерживать постоянство давления воды в питательной магистрали; два параллельно расположенных запорных органа (вентили или задвижки), имеющих назначение полностью отделить насос от одной или обеих питательных магистралей.

К каждому котлу выполняют независимый подвод воды от каждой питательной магистрали. На каждом подводе устанавливают в непосредственной близости от питательных магистралей два параллельных запорных органа, имеющих назначение отключать подвод от одной или обеих питательных магистралей. У самого котельного агрегата (при входе в водяной экономайзер) по ходу воды устанавливают регулирующий клапан, автоматически запирающийся от давления в котле обратный клапан, имеющий назначение предотвратить обратный проход воды и пара из котла в питательную магистраль при аварийном падении давления в ней; запорный орган, имеющий назначение полностью отделить котел от питательных линий. Запорный орган устанавливают в непосредственной близости от приемного патрубка водяного экономайзера. Обратный клапан присоединяют непосредственно к запорному органу. Регулирующий клапан обычно связан с автоматическим регулятором питания. У котлов с чугунным водяным экономайзером обратный клапан устанавливают также на линии, соединяющей экономайзер с котлом.

На всасывающих водопроводах обычно устанавливают запорные органы перед каждым насосом и у каждого бака питательной воды, с тем чтобы иметь возможность отключить от питательной линии любой насос и любой питательный бак.

Главный паропровод, как правило, выполняют одинарным. На паропроводах, соединяющих котел с главным паропроводом, устанавливают как можно ближе к котлу или пароперегревателю парозапорный орган (вентиль или задвижку). Для удаления из главного паропровода сконденсиро-

вавшегося пара предусматривают дренаж этого паропровода. Главный паропровод подводит пар к распределительному коллектору, от которого отходят паровые линии к местам потребления его вне котельной и внутри ее (паровые питательные насосы, деаэратор и др.).

Каждый котел, пароперегреватель и водяной экономайзер имеет арматуру и систему трубопроводов для периодических продувки и спуска воды, которые обеспечивают возможность удаления воды и шлама из самых нижних точек названного оборудования. На каждой продувочной линии устанавливают непосредственно один за другим два запорных органа, причем первый из них присоединяют непосредственно к штуцеру самой нижней точки продуваемого элемента (нижний барабан котла, нижние коллекторы экранов и т. п.). Линии от всех продувочных точек котельного агрегата собирают в общую магистраль, которую присоединяют обычно к продувочному баку (барботеру), работающему без давления. Все продувочные линии выполняют из бесшовных труб.

Устройства для непрерывной продувки имеют отдельные продувочные линии от каждого котла, на которых последовательно со специальным устройством, регулирующим величину продувки, устанавливают запорный орган.

В тепловых схемах современных производственных котельных обязательно предусматривают химическое умягчение добавочной воды и деаэрацию питательной воды. Деаэраторы выбирают атмосферного типа. При паропроизводительности котельной до 75 *т/ч* устанавливают один деаэратор, при большей производительности — не менее двух. Емкость деаэраторных баков (баков-аккумуляторов) выбирают из условия возможности создать в них запас деаэрированной воды не менее как на 20—30 *мин* работы котельной при расчетной паропроизводительности ее.

Тепло непрерывной продувки используют полностью; пар из расширителей непрерывной продувки подают в деаэратор; тепло воды используют на подогрев сырой воды, подаваемой в водоумягчительную установку.

Целесообразно устанавливать не менее двух питательных насосов с электрическим приводом и двух насосов с паровым приводом, так как при установке только одного питательного насоса в летнее время, когда нагрузка котельной обычно снижается, насос работает с большой недогрузкой, т. е. неэкономично. При наличии двух насосов меньшей производительности в летнее время можно останавливать один из насосов, питая котлы другим насосом, который работает при хорошей загрузке, т. е. экономично. Кроме того, при установке двух насосов улучшаются условия ремонта их.

Для сбора конденсата технологического пара, возвращаемого с производственных потребителей, а также дренажей котельной устанавливают конденсатный бак, в который также подают часть химически очищенной воды от водоподготовительной установки, с тем чтобы снизить температуру конденсата и тем самым предотвратить испарение из бака. Воду из конденсатного бака перекачивают в деаэратор, вводя ее в водопаровой цикл котельной и тем самым уменьшая количество добавочной воды.

Пример выполнения тепловой схемы паровой котельной для производства перегретого пара показан на рис. 25-1.

В паровых производственно-отопительных котельных для централизованного получения горячей воды для отопления и вентиляции сооружают бойлерную установку для подогрева сетевой воды, работающую на паре, вырабатываемом котлами. Циркуляцию воды в тепловой сети осуществляют сетевыми насосами, которые также размещают в котельной. Воду для подпитки сети умягчают и деаэрируют, причем эти операции можно производить как в основных водоумягчительной установке и деаэраторе котельной, так и в особых устройствах.

Пример выполнения тепловой схемы установки для подогрева сетевой воды производственно-отопительной котельной показан на рис. 25-2. Обратная сетевая вода, пройдя грязевик 1, сетевыми насосами 3 подается в сетевые

подогреватели воды 8, работающие на насыщенном паре, производимом в котельной. До этого сетевую воду пропускают через охладители 6 конденсата этих подогревателей, с тем чтобы частично использовать его тепло и вместе с тем снизить его температуру во избежание парения после слива в конденсатный бак 2. За сетевыми подогревателями воды установлены конденсатоотводчики 7, которые предотвращают выход пара вместе с конденсатом. Чтобы предотвратить недопустимое повышение давления воды в сетевых подогревателях, перед ними установлены предохранительные клапаны 9. Такой же клапан установлен на паровой линии перед подогревателями. Подпиточная вода подается в сеть из деаэратора насосами 5. Для учета количества сетевой и подпиточной воды установлены расходомеры 4.

Тепловые схемы водогрейных котельных довольно разнообразны, причем наиболее заметное влияние на них оказывает принятая система горячего водоснабжения; при открытой системе тепловая схема котельной получается более сложной, чем при закрытой.

При закрытой системе горячего водоснабжения, когда горячую воду получают путем подогрева водопроводной воды в водоводяных подогревателях, устанавливаемых на месте потребления воды, в тепловой сети циркулирует одна и та же вода. Часовая потеря ее из сети не превышает 0,5—1,0% объема воды, заполняющей трубопроводы сети и непосредственно присоединяемые к ней местные системы зданий. Поэтому производительность вододумягчительной и деаэрационной установок для подготовки подпиточной воды получается небольшой, а сами установки — компактными.

При открытой системе горячего водоснабжения, когда горячую воду отбирают непосредственно из тепловой сети, потери воды из нее намного увеличиваются и для восполнения их приходится сооружать водоподготовительную и деаэрационную установки большой производительности, а кроме того, часто предусматривать установку особых водяных баков-аккумуляторов для выравнивания суточной неравномерности потребления горячей воды на бытовые нужды.

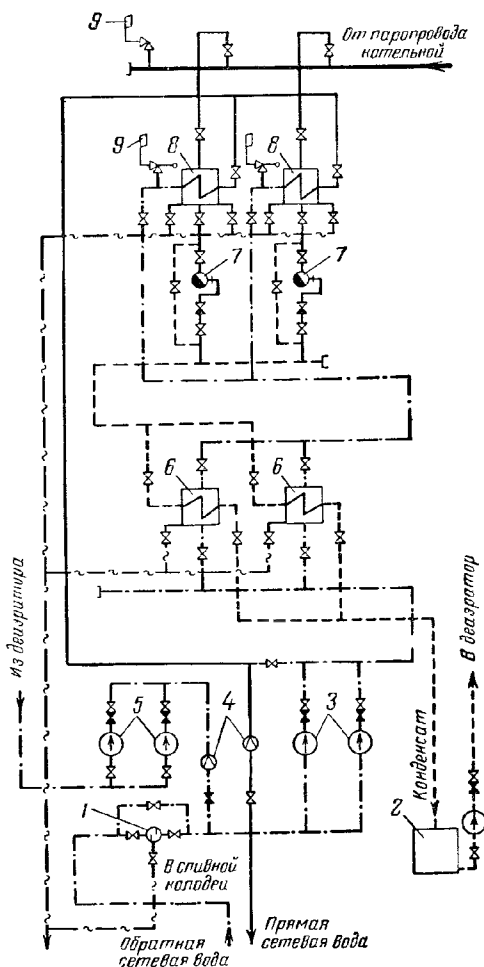


Рис. 25-2. Пример схемы установки для подогрева сетевой воды производственно-отопительной котельной с паровыми котлами.

1 — грязевик; 2 — конденсатный бак; 3 — сетевой насос; 4 — расходомер; 5 — подпиточный насос; 6 — охладитель конденсата; 7 — конденсатоотводчик; 8 — пароводяной подогреватель сетевой воды; 9 — предохранительный клапан.

В тепловой схеме предусматривают устройства для поддержания температуры обратной сетевой воды перед подачей ее в котлы на уровне 60—70° С во избежание газовой коррозии труб котла. Этого достигают различными путями: перепуском части воды, подогретой в котлах, во всасывающую линию сетевых насосов, установкой особых теплообменников или рециркуляционных насосов. Наряду с этим предусматривают возможность снижения температуры воды, подогретой в котлах, перед поступлением ее в тепловую сеть, что позволяет выдерживать температурный график работы сети независимо от температурного графика работы котлов. Этого достигают перепуском части воды из напорной линии сетевых насосов в магистраль горячей воды, выходящей из котлов.

Подпиточную воду деаэрируют обычно в вакуумных деаэраторах. В сеть ее подают подпиточными насосами, которые включают во всасывающую линию сетевых насосов.

На рис. 25-3 показан пример выполнения тепловой схемы водогрейной котельной с открытой системой отбора горячей воды из сети.

25-5. КОМПОНОВКА КОТЕЛЬНЫХ

При компоновке котельной преследуют цель наиболее рационально разместить основное и вспомогательное оборудование, чтобы его удобно было эксплуатировать и вместе с тем чтобы котельная получилась компактной, с минимальным объемом здания, несложным для сооружения.

Котельные располагают в отдельных помещениях, удовлетворяющих требованиям Правил Госгортехнадзора, «Строительных норм и правил», «Противопожарных норм строительного проектирования промышленных предприятий и населенных мест» и «Санитарных норм проектирования промышленных предприятий». Котельные помещения не должны примыкать к жилым зданиям. Нежелательно также примыкание котельных к производственным помещениям.

Различают три типа котельных: закрытые, полукрытые и открытые. В закрытых котельных все основное и вспомогательное оборудование (обычно за исключением золоуловителей) размещают в закрытых помещениях. В котельных полукрытого типа котельные агрегаты и некоторое наиболее ответственное вспомогательное оборудование размещают в закрытом помещении, а дымососы, дутьевые вентиляторы, золоуловители, деаэраторы, баки и пр. — на открытом воздухе. В открытых котельных почти все оборудование размещают на открытом воздухе, сооружая только очень небольшое помещение для укрытия персонала, обслуживающего фронт котлов, а также насосов и щитов управления. Рекомендации по выбору типа котельной даны в СНиП II-Г.9-65.

Котельные установки проектируют только с индивидуальными дымососами, дутьевыми вентиляторами и золоуловителями. Топливоподачу, питательные насосы, водоумягчительную установку, деаэраторы и другое оборудование, а также дымовую трубу, как правило, проектируют общие для всей котельной.

Каждую котельную установку размещают в отдельной строительной ячейке; вспомогательное оборудование водопарового тракта, как правило, размещают в строительной ячейке в одном из торцов котельной, причем помещение вспомогательного оборудования можно не отделять стеной от помещения котельных установок. Наряду с этим вспомогательное оборудование размещают и перед фронтом котлов. Здесь устанавливают тепловой щит, а при котельных агрегатах без воздухоподогревателей часто и дутьевые вентиляторы; в некоторых случаях перед фронтом котлов размещают питательные и сетевые насосы, водоподготовительную установку, деаэраторы.

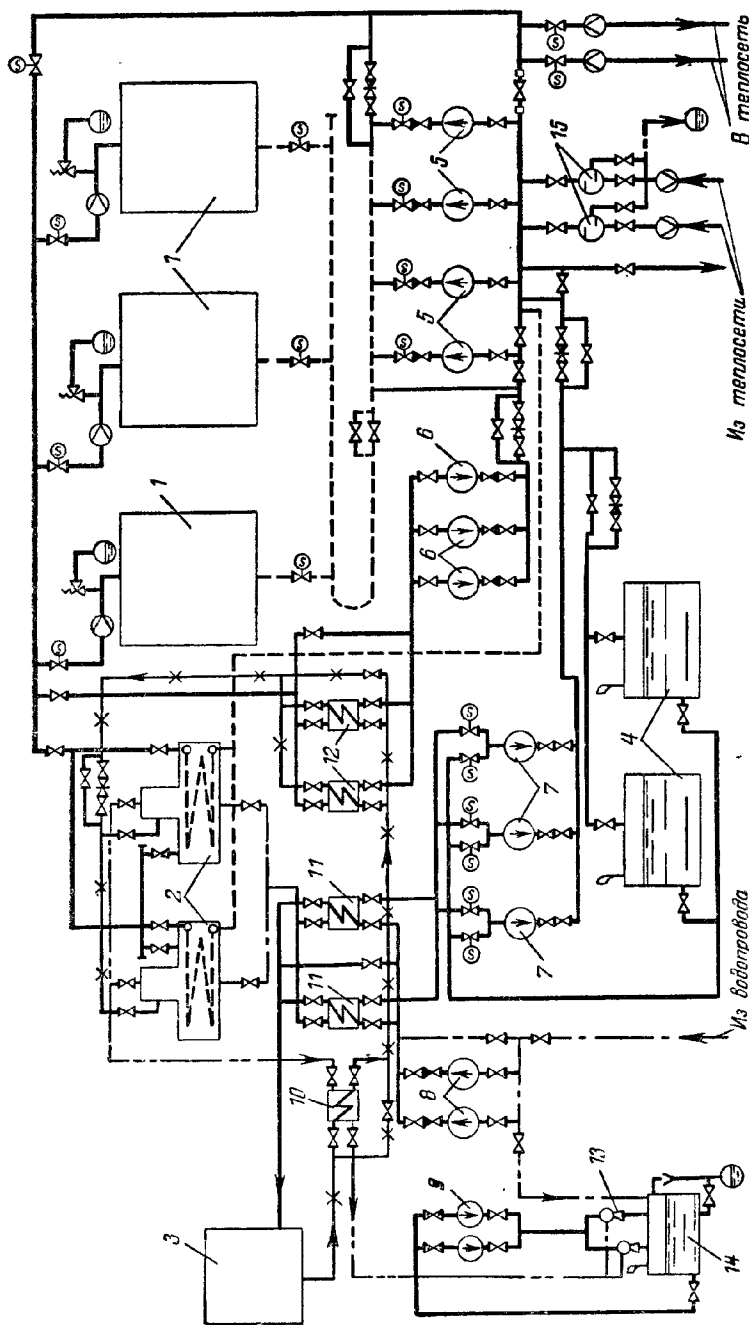


Рис. 25-3. Пример тепловой схемы отопительной котельной со стальными водогрейными котлами и открытой схемой горячего водоснабжения.

1 — котел; 2 — вакуумный деаэратор; 3 — химическая очистка; 4 — бак-аккумулятор; 5 — сетевой насос; 6 — рециркуляционный насос; 7 — подпиточный насос; 8 — насос сырой воды; 9 — эжекторный насос; 10 — охладитель пара; 11 — теплообменник для охлаждения деаэрированной воды; 12 — теплообменник для подогрева химически очищенной воды; 13 — эжектор; 14 — бак эжекторной установки; 15 — грязевик; 16 — грязевик.



Рис. 25-5. Отопительная котельная с крупными водогрейными котлами.

1 — водогрейный котел ПТВМ-50-1; 2 — газомасляная горелка; 3 — дутьевой вентилятор; 4 — сетевой насос; 5 — циркуляционный насос; 6 — подпиточный насос; 7 — вакуумный деаэрактор; 8 — конденсатор; 9 — фильтр мелко-злакистый; 10 — бак серной кислоты; 11 — насос; 12 — коллектор горячей сетевой воды; 13 — коллектор обратной сетевой воды; 14 — трансформаторная; 15 — щит КИП и автоматики водоподготовки; 16 — электрическое распределительное устройство; 17 — трансформатор-батарейные помещения.

Оборудование котельной komponуют с учетом того, чтобы здание ее можно было выполнить из унифицированных сборных железобетонных конструкций той номенклатуры и типоразмеров, которые применяют в промышленном строительстве.

Пролет здания котельной можно принимать равным 6, 9, 12, 18, 24 и 30 м, шаг колонн 6 и 12 м. Высоту помещений от отметки чистого пола до низа несущих конструкций на опоре следует принимать равной:

при пролете 12 м: от 3,6 до 6,0 м включительно — кратной 0,6 м, от 7,2 до 10,8 м включительно — кратной 1,2 м, при больших высотах — кратной 1,8 м;

при пролетах 18 и 24 м: от 6,0 до 10,8 м — кратной 1,2 м, при больших высотах — кратной 1,8 м;

при пролете 30 м: от 12,6 м — кратной 1,8 м.

Кроме того, для пролета 18 м допускаются высоты, равные 4,8 и 5,4 м, а для пролета 24 м — высота 5,4 м.

Для возможности расширения котельной одну из торцевых стен ее оставляют свободной от застройки.

Помещения, в которых установлены котлы, предусматривают на каждом этаже два выхода наружу, расположенные с противоположных сторон котельной. Выходные двери должны открываться наружу от нажатия руки. Расстояние от фронта котлов или выступающих частей топок до противоположной стены котельной принимают не менее 3 м, причем в случае установки вспомогательного оборудования ширину свободных проходов перед фронтом котлов оставляют не менее 1,5 м. Однако это оборудование не должно мешать обслуживанию котла. Ширина остальных проходов между котлами и между котлами и стенами должна быть не менее 1,3 м. Расстояние от верхней отметки котла или от отметки верхней площадки обслуживания котла до нижних частей конструкций покрытия котельной должно быть не менее 2 м.

Для обслуживания котлов устанавливают лестницы и площадки из негорючих материалов. К площадкам длиной более 5 м устанавливают не менее двух лестниц шириной не менее 600 мм с углом наклона к горизонту не более 50°. Площадки, предназначенные для обслуживания арматуры, контрольно-измерительных приборов и т. п., выполняют шириной не менее 800 мм, остальные площадки — шириной не менее 600 мм.

Котельную оборудуют надлежащей вентиляцией и обеспечивают естественным и искусственным освещением, создающим освещенность в пределах 5—50 лк. От самостоятельного источника электроэнергии предусматривают аварийное освещение. В котельной размещают средства огнетушения в соответствии с действующими правилами пожарной безопасности.

Пример компоновки промышленной котельной с паровыми котлами дан на рис. 25-4 (см. вкладку), отопительной котельной с крупными водогрейными котлами — на рис. 25-5.

25-6. КАПИТАЛОВЛОЖЕНИЯ НА СООРУЖЕНИЕ КОТЕЛЬНЫХ

Стоимость сооружения котельной определяют путем составления смет на основании ведомостей подробных объемов работ, составляющих часть проекта котельной. Наряду с этим ориентировочно можно оценить стоимость сооружения котельной по укрупненным показателям.

Первоначальная стоимость сооружения котельной складывается из стоимостей:

- а) основного и вспомогательного оборудования котельной и монтажных материалов и изделий;
- б) строительных материалов для сооружения котельной;
- в) монтажа основного и вспомогательного оборудования;
- г) общестроительных и специальных строительных работ.

При этом главными составляющими стоимости сооружения котельной являются стоимость основного и вспомогательного оборудования и стоимость здания, которые должны быть определены по возможности точно. Стоимость монтажа оборудования и специальных строительных работ входит в стоимость сооружения котельной значительно меньшей долей и может быть учтена в процентах стоимости основного оборудования и здания.

Данные об удельной стоимости строительства промышленных котельных с котлами типа ДКВР (котельные на три котла), включая стоимость внутриплощадочных устройств и внешних коммуникаций, приведены в табл. 25-1.

Т а б л и ц а 25-1

Типы котлов	Топливо					
	Природный газ		Мазут		Твердое	
	Производительность котельной, Гкал/ч	Удельная стоимость, тыс. руб./Гкал/ч	Производительность котельной, Гкал/ч	Удельная стоимость, тыс. руб./Гкал/ч	Производительность котельной, Гкал/ч	Удельная стоимость, тыс. руб./Гкал/ч
ДКВР 2,5-13	6,3	17,5	6,3	21,6	4,5	36,0
ДКВР 4,0-13	10,0	12,1	10,0	14,7	7,2	25,3
ДКВР 6,5-13	16,4	8,84	16,4	10,3	11,7	20,0
ДКВР 10-13	25,2	6,74	25,2	7,35	18,0	15,0
ДКВР 20-13	—	—	—	—	36,0	14,5

Глава двадцать шестая

ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОТЕЛЬНЫХ

26-1. ОРГАНИЗАЦИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Организация эксплуатации котельной имеет целью обеспечить надежную, бесперебойную и экономичную работу ее. Для достижения этой цели требуется вести работу в следующих основных направлениях:

а) подбор и повышение квалификации кадров;

б) изучение и обеспечение точного выполнения «Правил устройства и безопасной эксплуатации паровых котлов» Госгортехнадзора, «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей», «Правил технической эксплуатации теплоиспользующих установок и тепловых сетей» и других официальных правил, собственных служебных инструкций, а также обеспечение точного соблюдения требований техники безопасности;

в) организация контроля работы оборудования, создание системы технического учета и технической отчетности;

г) составление технически обоснованных планов работы котельной и обеспечение выполнения их путем:

правильного использования основного и вспомогательного оборудования, работы его в наиболее экономичных режимах, надлежащего хранения топлива, борьбы за возврат с производства максимально возможного количества конденсата, поддержания в надлежащем состоянии тепловой изоляции всех горячих поверхностей и осуществления других мер для уменьшения потерь топлива, тепла, пара и электроэнергии;

проведения систематических режимных и балансных испытаний котельных установок, а также вспомогательного оборудования с целью установления оптимальных режимов работы с составлением режимных карт и инструкций для персонала и проверки выполнения их;

мобилизации творческой инициативы масс для улучшения работы котельной;

д) составление и точное соблюдение годовых графиков планово-предупредительного и капитального ремонтов основного и вспомогательного оборудования, обеспечение котельной необходимым парком запасных частей и необходимым количеством ремонтных материалов надлежащего качества;

е) систематический контроль за исправностью работающего оборудования с устранением обнаруженных неисправностей в кратчайшие сроки.

26-2. КОНТРОЛЬ РАБОТЫ ОБОРУДОВАНИЯ; ТЕХНИЧЕСКИЙ УЧЕТ И ТЕХНИЧЕСКАЯ ОТЧЕТНОСТЬ

Контроль должен обеспечивать поддержание оборудования в исправном состоянии и соблюдение оптимальных режимов его работы.

Путем периодических обходов надо систематически проверять, нормально ли работает оборудование; в случае обнаружения неисправностей надо немедленно устранять их. В соответствии с требованиями Правил Госгортехнадзора в установленные сроки проверяют состояние предохранительных клапанов, продувают манометры и водоуказательные стекла, проверяют исправность всех питательных насосов путем кратковременных пусков их. Также проверяют, нет ли парения или течи в агрегатах, находящихся под давлением, фланцах и арматуре, исправность конденсационных горшков, а также состояние обмуровки котельных агрегатов и тепловой изоляции горячих поверхностей. У вращающихся механизмов проверяют температуру подшипников и смазку их, а также нет ли вибрации и стука. Особое внимание следует уделять чистоте помещений, оборудования и рабочих мест.

Необходимо систематически следить за тем, чтобы режим работы котлов и вспомогательного оборудования был оптимальным. У котельных агрегатов, в частности, надо следить за тем, чтобы поддерживались установленные давление и температура пара, горение происходило при оптимальном коэффициенте избытка воздуха и заданном разрежении в верхней части топки, температура отходящих газов и разрежение по газовому тракту не превышали нормы, давление воздуха под решеткой или горелками не было ниже нормы и т. п. Температура воды в деаэраторах должна точно соответствовать температуре кипения при заданном давлении в деаэраторе.

Первичный учет работы котельных установок и вспомогательного оборудования осуществляют на основании показаний контрольно-измерительных приборов и анализа отобранных проб. Показания всех приборов, установленных на каждом агрегате или механизме, через каждые полчаса или час записываются дежурным персоналом в специальный бланк суточной ведомости. Отбирают пробы: топлива и очаговых остатков, воды на различных этапах ее пути (сырой, химически очищенной, питательной, продувочной), а также пара. Записи в суточных ведомостях и результаты анализов сводят посменно и в среднем за сутки в бланк суточного отчета о работе котельной, который служит для отчета и суточного анализа работы котельной. На основании суточных отчетов составляют месячные, квартальные, полугодовые и годовые отчеты о работе котельной.

Наряду с описанной отчетностью следует вести постоянный сменный журнал котельной, в котором отмечают отклонения от нормального режима котельной и аварии, а также ремонтный журнал, в котором отмечают произведенный ремонт оборудования.

26-3. КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ И КАЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ КОТЕЛЬНОЙ

Основными количественными показателями, определяющими работу котельной в данный период (месяц, квартал, год), являются: а) выработка тепла или пара, $G_{\text{кал}}$ или m ; б) отпуск потребителям тепла или пара, $G_{\text{кал}}$

или m ; в) расход натурального и условного топлива, m или m^3 ; г) собственный расход электроэнергии котельной, $квт \cdot ч$; д) расход добавочной воды, m^3 ; е) штатный состав котельной, чел.

Чтобы оценить, в какой мере установленная мощность котельной $D_{уст}$ соответствует максимальной одновременно требуемой выработке тепла или пара $D_{макс}$, вводят понятие коэффициента загрузки или коэффициента резерва котельной, который выражают отношением

$$k_z = \frac{D_{макс}}{D_{уст}}. \quad (26-1)$$

Для того чтобы установить, в какой мере используется котельная в годовом разрезе, вводят понятие коэффициента использования котельной, который представляет собой отношение

$$k_{исп} = \frac{Q_{выр}^{год}}{8760 D_{уст}}, \quad (26-2)$$

где $Q_{выр}^{год}$ — годовая выработка тепла или пара котельной, 8760 — число часов в году.

Вместо коэффициента использования котельной часто пользуются показателем, который называют числом часов использования котельной за год и который представляет собой величину

$$h_{год} = \frac{Q_{выр}^{год}}{D_{уст}}, \text{ ч.} \quad (26-3)$$

Очевидно, что $h_{год}$ представляет собой то число часов в году, которое должна была бы проработать котельная для выработки годового количества тепла или пара $Q_{выр}^{год}$, если бы она все время работала при расчетной производительности $D_{уст}$.

Для оценки того, насколько экономно расходует котельная пар и тепло на собственные нужды, вводится понятие коэффициента самопотребления, представляющего собой отношение

$$k_{сп} = \frac{Q_{выр}^{год} - Q_{отп}^{год}}{Q_{выр}^{год}} = 1 - \frac{Q_{отп}^{год}}{Q_{выр}^{год}}, \quad (26-4)$$

где $Q_{отп}^{год}$ — годовой отпуск тепла или пара потребителю.

Экономичность работы котельной оценивается к. п. д. котельной брутто

$$\eta_{кот}^{бр} = \frac{Q_{выр}^{год}}{B_{н}^{год} Q_{н}^p}. \quad (26-5)$$

Другим показателем экономичности котельной является удельный расход условного топлива на единицу продукции, т. е.

$$b_{усл} = \frac{B_{усл}^{год}}{Q_{выр}^{год}}, \text{ т.г./г.} \quad (26-6)$$

Наконец, для оценки степени механизации и автоматизации работы котельной и эффективности использования труда персонала вводят понятие штатного коэффициента:

$$k_{шт} = \left[\frac{n}{D_{уст}}, \text{ чел.-ч./т.} \right] \quad (26-7)$$

Очевидно, что штатный коэффициент, представляющий собой отношение числа работников котельной n к установленной часовой производительности ее, вместе с тем характеризует количество труда, затраченного на выработку единицы продукции котельной.

Задачи планирования заключаются в том, чтобы на основе ожидаемого потребления тепла или пара определить количество подлежащего отпуску и выработке тепла или пара и установить потребность в топливе, электроэнергии, воде, смазочных и иных материалах, а также в штатах.

При планировании на годовой срок ожидаемый отпуск тепла или пара определяют путем построения годового графика отпуска тепла или пара. По подсчитанной величине $Q_{отп}^{год}$ определяют ожидаемую годовую выработку тепла или пара по формуле

$$Q_{выр}^{год} = (1 + k_{исп}) Q_{отп}^{год} \quad (26-8)$$

Кроме того, при планировании на годовой срок можно подсчитать годовую выработку тепла или пара по формуле

$$Q_{выр}^{год} = h_{год} D_{уст} \quad (26-9)$$

Годовое потребление натурального топлива котельной определяют по формуле

$$B_n^{год} = B_{нк} h_{год} \left(1 + \frac{\sum b}{100}\right), \text{ т/год}, \quad (26-10)$$

где B — часовой расход натурального топлива на котельный агрегат при работе его в расчетных условиях, т/ч ;

n_k — число котлов, установленных в котельной;

$\sum b$ — суммарная величина потерь топлива на территории котельной в процентах годового потребления топлива; приближительные величины этих потерь составляют, %:

Потери топлива (твердого) при транспорте и хранении его	0,5
Дополнительный расход топлива, связанный с работой котельных агрегатов при нерасчетных режимах (при нерасчетной паропроизводительности и отклонениях от режимных условий)	2—3
Дополнительный расход топлива, связанный с продувкой котлов и обдувкой поверхностей нагрева котельных агрегатов	1,5—2
Дополнительный расход топлива, связанный с собственным расходом пара котла, включая растопку	2—3

Когда годовое потребление натурального топлива установлено, можно произвести пересчет его на годовое потребление условного топлива, для чего служит формула

$$B_{усп}^{год} = B_n^{год} \frac{Q_n^p}{7000}, \text{ т/год}. \quad (26-11)$$

Электроэнергию котельная потребляет для питания электродвигателей, приводящих в движение вспомогательные механизмы котельной, и освещения. Потребность в электроэнергии для электродвигателей определяют по установленной мощности электродвигателей котельной $N_{уст}^{дв}$ с введением коэффициента спроса $\eta_{спр}$, пользуясь формулой

$$W_{дв}^{год} = N_{уст}^{дв} h_{год} \eta_{спр}, \text{ квт} \cdot \text{ч/год}. \quad (26-12)$$

Коэффициент спроса можно принимать для двигателей электрических питательных насосов равным приблизительно 0,8, для остальных двигателей — 0,7.

Потребность в электроэнергии для освещения определяют по установленной мощности светильников $N_{уст}^{св}$ и числу часов использования их, которое можно принять равным 6 000 ч/год , по формуле

$$W_{св}^{год} = 6\,000 N_{уст}^{св}, \text{ квт} \cdot \text{ч/год}. \quad (26-13)$$

Воду котельная потребляет для добавки в цикл с целью компенсации потери воды из цикла и для технических нужд, как-то: охлаждения подшипников вращающихся механизмов котельной, душей, мытья и пр. Годовой расход воды на покрытие потерь ее из цикла определяют из пароводяного баланса котельной (см. § 23-7). При этом надо учесть дополнительный расход воды на взрыхление фильтров, отмывку их и т. п. Годовой расход воды на технические нужды определяют, исходя из норм расхода воды на хозяйственно-питьевые нужды, которые можно приблизительно оценить в 2—3 м³ в сутки на каждую тонну в час установленной паропроизводительности. Таким образом годовое потребление воды можно определить по формуле

$$Q_{\text{вод}}^{\text{год}} = 1,1 \frac{Q_c}{24} n_{\text{год}} + (2 \div 3) D_{\text{уст}} n_{\text{год}}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (26-14)$$

где $n_{\text{год}}$ — число дней работы котельной в году.

Потребность в персонале определяют по штатному расписанию котельной. В табл. 26-1 приведены данные о штатных коэффициентах для отопительно-производственных котельных различной производительности.

Таблица 26-1

Теплопроизводительность котельной, Гкал/ч	Штатный коэффициент			
	Твердое топливо		Газ и мазут	
	Система водоразбора		Система водоразбора	
	закрытая	открытая	закрытая	открытая
4,5	6,00	6,00	4,90	4,90
7,2	3,60	4,15	2,94	3,47
11,7	2,48	2,82	1,88	2,22
18,0	1,62	1,84	1,23	1,45
36,0	0,83	0,95	0,61	0,72
45,0	0,82	0,82	0,56	0,56
90,0	0,645	0,645	0,356	0,356
150,0	0,496	0,496	0,214	0,214

Примечания: 1. Штатный коэффициент определяется как отношение численности персонала котельной к часовой теплопроизводительности котельной.

2. Данные относятся к котельным с паровыми и стальными водогрейными котлами.

26-5. КАЛЬКУЛЯЦИЯ СЕБЕСТОИМОСТИ ВЫРАБОТКИ ТЕПЛА И ПАРА

Расходы на эксплуатацию котельных разделяют на постоянные и переменные.

К постоянным расходам относят амортизационные отчисления, содержание персонала, отчисления на текущий ремонт, общекотельные и прочие расходы. К переменным расходам относят стоимость топлива, электроэнергии, воды.

Затраты на топливо являются самой крупной статьей расходов на эксплуатацию котельной. В зависимости от стоимости топлива, числа часов использования котельной и пр. они обычно составляют 40—70% всех эксплуатационных расходов. Поэтому даже незначительная в процентном отношении экономия топлива приводит к большой экономии денежных средств, особенно для крупных котельных. Сумму годовых расходов на топливо можно определить умножением годового потребления топлива, подсчитанного по формуле (26-10), на цену тонны (или 1 000 м³) топлива франко-котельная. Затраты на электроэнергию, потребную для эксплуатации котельной, складываются из затрат на оплату электроэнергии, затраченной на привод механизмов котельной и освещение ее, а также на оплату установленной трансформаторной мощности. Сумму годовых затрат на электроэнергию определяют по формуле

$$ГЗ_э = (W_{\text{дв}}^{\text{год}} + W_{\text{св}}^{\text{год}}) c'_э + W^{\text{тр}} c''_э, \text{ руб/год}, \quad (26-15)$$

где c_s — стоимость потребляемой электроэнергии, которую можно принимать равной 1,0—1,1 коп/квт·ч;

$W_{\text{тр}}$ — установленная мощность трансформаторов, кВа;

c_s'' — годовая плата за 1 кВа установленной трансформаторной мощности, которую можно принимать равной 12 руб.

Затраты на воду определяются умножением годовой потребности в воде, определяемой по формуле (26-14), на стоимость воды. Отчисления на амортизацию принимают в процентах стоимости зданий, сооружений и оборудования. При этом в сумму амортизационных отчислений включают также отчисления на капитальный ремонт. Для оборудования котельных, работающих на малозольном и малосернистом топливе ($A^n \leq 4$; $S^n \leq 0,2\%$ /тыс. ккал/кг), амортизационные отчисления принимают равными 8,7% стоимости оборудования, в том числе отчисления на капитальный ремонт 5,4%. Для установок, работающих на многозольном и многосернистом топливе, к названным отчислениям вводится повышающий коэффициент, равный 1,3, а для установок, работающих на малосернистом мазуте и газе, — понижающий коэффициент, равный 0,9. Для каркасных зданий отчисления на амортизацию составляют 2,5% стоимости здания, а для каменных 2,8%.

Расходы на содержание персонала складываются из зарплаты эксплуатационного, ремонтного и управленческого персонала. Отдельной статьей учитывают только заработную плату эксплуатационного персонала, т. е. персонала, непосредственно связанного с ведением эксплуатации (кочегары, сменные мастера, лаборанты и т. п.). Заработную плату ремонтного персонала относят к затратам на текущий ремонт, а управленческого персонала — к общеотельным и прочим расходам. Расходы на заработную плату эксплуатационного персонала определяют по штатному расписанию. Среднегодовой фонд заработной платы с начислениями принимают в соответствии с существующими на этот счет указаниями и нормами.

Отчисления на текущий ремонт принимают в размере 20% амортизационных отчислений для котельных закрытого типа и 30% для котельных открытого типа.

В статью общеотельных и прочих расходов входят расходы на охрану труда и технику безопасности, содержание пожарной и сторожевой охраны, административно-управленческие, на выгрузку топлива на территории котельной и вывозку шлака, стоимость эксплуатационных материалов, налоги, сборы и прочие обязательные отчисления. Все эти расходы в сумме определяются в процентах суммы годовых эксплуатационных расходов котельной; при работе на газообразном топливе они составляют 6%, на мазуте 12%, на малозольном твердом топливе 8,5—9,5%, на многозольном твердом топливе 10,5—12,5%.

Когда подсчитана сумма годовых расходов на содержание котельной и определена годовая выработка тепла или пара, можно определить себестоимость единицы вырабатываемой продукции, разделив сумму годовых расходов $K^{\text{год}}$ на годовую выработку тепла или пара, $Q_{\text{выр}}^{\text{год}}$:

$$C_c = \frac{K^{\text{год}}}{Q_{\text{выр}}^{\text{год}}} \quad (26-16)$$

Можно принять, что при эксплуатации современных котельных расходы на топливо, электроэнергию и воду пропорциональны количеству выработанного тепла или пара, а все остальные расходы не зависят от выработки тепла или пара. Поэтому с некоторым обобщением годовые расходы на эксплуатацию котельной можно выразить формулой

$$K^{\text{год}} = K_1 + K_2 Q_{\text{выр}}^{\text{год}}, \text{ руб.}, \quad (26-17)$$

где K_1 — сумма всех эксплуатационных расходов за рассматриваемый период, за исключением расхода на топливо, электроэнергию и воду, руб;

K_2 — постоянная величина, пропорциональная сумме расходов на топливо, электроэнергию и воду, руб/Гкал или руб/т.

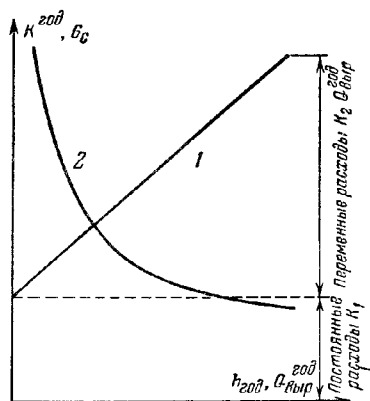


Рис. 26-1. Годовые расходы на эксплуатацию и себестоимость единицы продукции в зависимости от числа часов использования и годового количества выработанной продукции.

Выражение (16-17) представляет собой уравнение прямой линии, отсекающей на оси ординат отрезок, равный K_1 (рис. 26-1). Разделив обе части этого выражения на количество выработанного тепла или пара $Q_{\text{выр}}^{\text{год}}$, можно получить формулу

$$C_c = \frac{K_1}{Q_{\text{выр}}^{\text{год}}} + K_2, \text{ руб/Гкал (руб/т)}, \quad (26-18)$$

выражающую себестоимость выработанной единицы тепла или пара. Анализ этой формулы показывает (рис. 26-1), что себестоимость выработки единицы тепла или пара заметно снижается с увеличением количества вырабатываемого в данной котельной тепла или пара. Имея в виду формулу (26-2), можно из выражения (26-18) получить:

$$C_c = \frac{K_1}{h_{\text{год}} D_{\text{уст}}} + K_2, \text{ руб/Гкал (руб/т)}, \quad (26-19)$$

откуда видно, что себестоимость выработки единицы тепла или пара заметно снижается с повышением коэффициента использования котельной.

Отпускная стоимость тепла или пара выразится формулой

$$O_c = C_c \frac{Q_{\text{выр}}^{\text{год}}}{Q_{\text{отп}}^{\text{год}}} = C_c \frac{1}{1 - k_{\text{сп}}}, \text{ руб/Гкал (руб/т)}. \quad (26-20)$$

УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ПРОЕКТА КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Компоновка и расчет котельного агрегата неотделимы друг от друга. Для компоновки котлоагрегата необходимо иметь многие размеры, которые могут быть определены только расчетным путем. Вместе с тем для возможности расчетного определения размеров ряда элементов котельного агрегата часто требуется предварительное конструктивное определение некоторых особенностей рассчитываемого элемента. Таким образом, конструирование и расчет при проектировании котельного агрегата должны проводиться совместно. Методически, однако, целесообразно рассмотреть вопросы компоновки и расчета котельного агрегата раздельно.

Компоновку котельных агрегатов разрабатывают в конструкторских бюро котлостроительных заводов. В проектных организациях komponуют только котельные агрегаты, выполняемые на основе котлов типа ДКВР. В этом случае компоновка сводится к выбору типа топки и сочетанию ее с топочной камерой котла, а также к выбору вида низкотемпературной поверхности нагрева и сочетанию ее с выходным газоходом котла.

Тип топки выбирают по роду топлива, подлежащего сжиганию, и производительности котельного агрегата, руководствуясь рекомендациями табл. 6-1. Далее на основании расчетных данных в случае сжигания твердого топлива выбирают типоразмер топки, а в случае сжигания жидкого и газообразного топлива — тип и число форсунок или горелок, после чего по имеющимся чертежам проектируют топку в увязке с топочной камерой котла, руководствуясь рекомендациями, приведенными в гл. 7-10.

Вопрос о низкотемпературных поверхностях нагрева решается на основании рекомендаций, приведенных в гл. 7—10 и 14.

Тепловой расчет котельного агрегата может иметь двойное назначение, а именно:

- а) при проектировании нового котельного агрегата по заданным параметрам его работы (паропроизводительность, температуры перегретого пара, питательной воды, подогрева воздуха и др.) определяют величины всех поверхностей нагрева его;
- б) при наличии готового котельного агрегата проверяют соответствие величин всех поверхностей нагрева его заданным параметрам его работы.

Первый вид расчета называется конструкторским, второй — проверочным.

Тепловой расчет котельного агрегата производят по методике, разработанной Всесоюзным теплотехническим институтом имени Ф. Э. Дзержинского и Центральным котлотурбинным институтом имени И. И. Ползунова [ВТИ и ЦКТИ, Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод), Госэнергоиздат, 1957]. Элементы котельного агрегата рассчитывают последовательно, начиная с топки, с последующим переходом к конвективным поверхностям нагрева. Предварительно выполняют ряд вспомогательных расчетов, а именно: составляют сводку конструктивных характеристик элементов котельного агрегата; определяют количество воздуха, необходимого для горения, количество дымовых газов по газоходам котельного агрегата и их энтальпию; составляют тепловой баланс котельного агрегата.

Тепловой расчет котельного агрегата целесообразно выполнять по следующим разделам:

I. Сводка конструктивных характеристик котельного агрегата

При проверочном расчете, пользуясь чертежами котельного агрегата, составляют сводку конструктивных характеристик топки, котельных поверхностей нагрева, пароперегревателя, водяного экономайзера и воздухоподогревателя. Для облегчения составления сводки конструктивных характеристик следует пользоваться эскизами элементов котельного агрегата.

II. Определение количества воздуха, необходимого для горения, состава и количества дымовых газов и их энтальпии

Определить количество воздуха, необходимое для горения, и количество дымовых газов по газоходам котла требуется для подсчета скорости газов и воздуха в рассчитываемых поверхностях нагрева с целью определения величины коэффициента теплопере-

дачу в них. Определение энтальпии дымовых газов необходимо для составления уравнения теплового баланса рассчитываемых элементов котельного агрегата.

В настоящем разделе:

а) определяют теоретическое количество воздуха, необходимое для горения, и теоретическое количество продуктов сгорания топлива по формуле (4-26) и последующим или (4-37) и последующим;

б) выбирают значения коэффициента избытка воздуха в конце топки по данным табл. 7-1 или 9-1, а затем, определив по данным табл. 4-2 присос воздуха в элементах котельного агрегата, подсчитывают средние значения коэффициента избытка воздуха по газоходам агрегата;

в) подсчитывают действительное количество воздуха, необходимое для горения, а также среднее действительное количество продуктов сгорания и парциальные давления трехатомных газов по газоходам котла по формулам (4-41)—(4-44) и (4-46) и (4-47) с составлением сводной таблицы; кроме того, в случае расчета котельного агрегата, предназначенного для работы на пылевидном топливе, в эту таблицу вводят величины концентрации летучей золы в дымовых газах, определенные по формуле (4-48);

г) подсчитывают энтальпию теоретического количества воздуха, необходимого для горения при различных температурах и энтальпию продуктов сгорания при различных температурах и коэффициенте избытка воздуха по формуле (4-49) с последующим составлением I , θ -таблицы.

III. Составление теплового баланса котельного агрегата и определение часового расхода топлива

Составление теплового баланса котельного агрегата служит для определения часового расхода топлива на котельный агрегат.

В настоящем разделе, пользуясь формулами и графиком гл. 5 учебника, а также данными табл. 7-1 или 9-1:

а) определяют тепловые потери котельного агрегата q_2 , q_3 , q_4 , q_5 , и $q_{\text{вэл}}$;

б) составляют тепловой баланс и определяют к. п. д. котлоагрегата;

в) подсчитывают действительный часовой расход топлива;

кроме того, в данном разделе определяют две вспомогательные величины, а именно:

г) расчетный расход топлива (действительно сгоревшее топливо) по формуле (5-21);

д) коэффициент сохранения тепла по формуле (5-22).

IV. Тепловой расчет топки

Тепловой расчет топки сводится к определению ее размеров при конструкторском расчете или проверке их при поверочном расчете, а также к расчету теплоотдачи в ней от факела к лучевоспринимающим поверхностям нагрева (экранам, а также фестону или первому ряду киятильных труб).

В случае конструкторского расчета ставится цель по выбранной температуре дымовых газов в конце топки определить требуемую лучевоспринимающую поверхность нагрева топки, а в случае поверочного расчета по заданной величине лучевоспринимающей поверхности нагрева топки определить температуру дымовых газов в конце топки. При тепловом расчете котельного агрегата, связанном с проектированием котельных, обычно выполняют поверочный расчет топки, так как обычно на заводах топки и экраны поверхности нагрева выполняют единообразно для всех котельных агрегатов данного типоразмера.

Достаточность объема топки определяют по формуле (7-2) или (9-1) с последующей проверкой ее размеров в соответствии с рекомендациями гл. 7 и 9. При расчете слоев топок для твердого топлива, кроме того, проверяют достаточность зеркала горения по формуле (7-1).

Температуру дымовых газов в конце топки при поверочном расчете определяют по формуле (12-3), предварительно подсчитав значения входящих в нее величин. При этом сначала определяют величину полезного тепловыделения в топке по формуле (12-5) и теоретическую температуру горения по I , θ -таблице.

Если в котельном агрегате предусмотрен воздухоподогреватель, то для определения названных величин необходимо знать температуру горячего воздуха, которая пока неизвестна и окончательно определяется только в самом конце теплового расчета котельного агрегата, при расчете воздухоподогревателя. Поэтому, определяя величину полезного тепловыделения в топке при расчете котельного агрегата, в котором предусмотрен подогрев воздуха, предварительно задаются температурой горячего воздуха, руководствуясь рекомендациями гл. 7 и 9.

При отсутствии воздухоподогревателя величину $\alpha_{\text{т}}'' j_{\text{вп}}''$ в формуле (12-5) заменяют величиной $\alpha_{\text{т}}'' j_{\text{х.в.}}''$. Далее по формуле (12-7) определяют величину средней суммар-

ной теплоемкости продуктов сгорания $V_{ср}$. При этом для определения величины I_t , входящей в эту формулу, надо знать температуру дымовых газов на выходе из топки, которая еще неизвестна, так как именно для ее определения и производится поверочный расчет теплоотдачи в топке. Поэтому для определения величины $V_{ср}$ необходимо предварительно задаться величиной температуры дымовых газов в конце топки θ_t'' руководствуясь указаниями гл. 12. Затем с учетом разъяснений, данных в этой главе, выбирают значение условного коэффициента загрязнения лучевоспринимающей поверхности ζ и определяют величину расчетного коэффициента M по формуле (12-10). В заключение по формуле (12-11) или (12-14) вычисляют степень черноты топки, что является самой кропотливой частью расчета, так как для этого необходимо произвести еще ряд предварительных расчетов по формулам (12-16)—(12-24) либо по составленным для них номограммам.

Установив значения всех величин, входящих в формулу (12-13), вычисляют окончательное значение температуры дымовых газов в конце топки θ_t'' , чем и завершается поверочный расчет теплоотдачи лучеспусканием в топке. Для облегчения этого вычисления служит номограмма на рис. 12-5.

После того как температура дымовых газов в конце топки подсчитана, необходимо проверить, насколько правильно было выбрано предварительное значение температуры дымовых газов в конце топки при определении степени черноты топки. Если разница в значениях температуры дымовых газов в конце топки, определенной по формуле (12-3) и предварительно выбранной, не превышает 100°C , расчет считают законченным и в качестве окончательного значения температуры дымовых газов в конце топки принимают то значение, которое получено по формуле (12-3). В противном случае расчет повторяют при другом значении предварительно выбранной температуры дымовых газов в конце топки.

После того как температура дымовых газов в конце топки подсчитана, необходимо также проверить, насколько она соответствует рекомендуемым значениям (см. гл. 12). Если полученная расчетом температура лежит вне рекомендуемых пределов, это значит, что величина лучевоспринимающей поверхности нагрева топки не соответствует требуемой. Если она велика, следует закрыть часть экранов кирпичной кладкой, если же она недостаточна, следует решить вопрос об увеличении ее.

Наконец, при расчете котельных агрегатов с воздухоподогревателями необходимо проверить, насколько правильно было предварительное значение температуры горячего воздуха, поступающего в топку, при определении величины Q_t [см. формулу (12-5)]. Это можно сделать только после того, как в результате проведения расчета всего котельного агрегата определено точное значение температуры горячего воздуха после воздухоподогревателя. Последнее сравнивается со значением температуры горячего воздуха, которой предварительно задавались при определении полезного тепловыделения в топке. Если разница между этими двумя значениями температуры горячего воздуха не превышает 40°C , расчет теплообмена в топке считают законченным. В противном случае расчет теплообмена в топке и расчет всех последующих элементов котельного агрегата повторяют.

V. Тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева

При конструкторском расчете конвективных поверхностей нагрева по известным значениям температуры дымовых газов перед поверхностью нагрева и после нее определяют величину поверхности нагрева. При поверочном расчете по заданной величине поверхности нагрева и известной температуре дымовых газов перед ней определяют температуру дымовых газов за поверхностью нагрева.

Все конвективные поверхности нагрева рассчитывают по двум основным уравнениям, а именно по уравнению теплового баланса рассчитываемой поверхности нагрева (18-27) и уравнению теплопередачи в ней (18-28). В зависимости от того, производится ли расчет поверочный или конструкторский, неизвестными в уравнениях теплового баланса и теплопередачи оказываются различные величины. Однако в обоих случаях расчета в этих уравнениях известна температура дымовых газов перед поверхностью нагрева, которая становится исходной величиной для расчета.

Расчет начинают с составления уравнения теплового баланса. Величины энтальпии дымовых газов на входе и выходе из рассчитываемой поверхности нагрева I' и I'' определяют по I , θ -таблице. Количество тепла, вносимого в рассчитываемую поверхность нагрева присасываемым воздухом, $\Delta\alpha I_{х.в}^0$ определяют, исходя из значения присоса холодного воздуха. Исключением является расчет воздухоподогревателя, при котором энтальпию присосанного воздуха определяют по средней величине температуры воздуха в воздухоподогревателе. При расчете пароперегревателя, водяного экономайзера и воздухоподогревателя для выражения левой части уравнения (18-27) используют формулы (18-29), (18-30) и (18-31). Так как все величины, входящие в эти формулы, могут быть определены по условиям задания, то в уравнении (18-27) остается неизвестной только величина энтальпии I'' . Она определяется из решения этого уравнения, что позволяет однозначно определить температуру дымовых газов за рас-

считываемой поверхностью нагрева. При расчете конвективных поверхностей нагрева котла положение оказывается несколько иным, о чем подробнее будет сказано ниже.

При составлении уравнения теплопередачи основное состоит в том, чтобы с использованием данных гл. 18 правильно определить величины усредненного температурного напора и коэффициента теплопередачи.

Тепловой расчет пароперегревателя обычно производят конструкторский, так как поверхность нагрева, необходимая для перегрева до заданной температуры данного количества пара, сильно зависит от характеристик топлива. В уравнении теплового баланса пароперегревателя левая часть выражается формулой (18-29), которая и должна быть подставлена вместо величины Q в уравнение (18-27), которое после этого может быть однозначно решено относительно $I_{п.п.}''$, позволяя однозначно установить температуру дымовых газов за пароперегревателем $\theta_{п.п.}''$.

В уравнении теплопередачи неизвестной является величина поверхности нагрева пароперегревателя $H_{п.п.}$, и его следует решать относительно этой величины. При определении коэффициента теплопередачи следует учитывать коэффициент теплоотдачи от стенок пароперегревателя к пару (18-9), так как точное соблюдение расчетной температуры перегретого пара является одним из основных условий рациональной эксплуатации котельных агрегатов, предназначенных для производства перегретого пара.

Когда расчет пароперегревателя закончен, проверяют, насколько правильно была предварительно определена величина q в формуле (18-24) при подсчете величины $\theta_{ст.}$. Если разница между предварительно выбранным и окончательно полученным значениями q не превышает $\pm 15\%$, расчет считается законченным. В противном случае его повторяют, приняв более точное предварительное значение q .

Расчет конвективных поверхностей нагрева котла (а также фестона) производят поверочный, так как все котлы данного типоразмера выпускаются заводом с одинаковой котельной поверхностью нагрева. Поэтому цель расчета этих поверхностей нагрева заключается в определении температуры дымовых газов на выходе из них.

Особенность расчета конвективных поверхностей нагрева котла состоит в том, что в уравнении теплового баланса можно подсчитать только количество тепла, отданного дымовыми газами, и нет возможности подсчитать количество тепла, воспринятого обогреваемой средой, т. е., другими словами, нельзя составить уравнения тепловосприятости обогреваемой среды (это не относится к прямоточным паровым котлам). Поэтому при расчете этих поверхностей нагрева параллельно определяют количество тепла, переданного от дымовых газов к воде, по уравнениям теплового баланса и теплопередачи, предварительно задавая температуру дымовых газов за поверхностью нагрева. При правильном предварительном выборе этой температуры количества тепла, определенные по обоим уравнениям, должны совпасть. При неправильном же выборе ее этого не получится и расчет поверхности нагрева надо будет произвести повторно при новом значении предварительного выбранной температуры дымовых газов за поверхностью нагрева. Расчет считается законченным, если расхождение между количествами переданного тепла, определенными по обоим уравнениям, не превышает 2% при расчете котельных пучков и 5% при расчете фестона.

Если температура дымовых газов за поверхностью нагрева при первом расчете была выбрана неправильно, то при втором расчете целесообразно выбрать ее так, чтобы она отличалась от температуры, принятой при первом расчете, не более чем на 50°C , так как в этом случае можно не производить пересчета коэффициента теплопередачи ввиду малого изменения его. Следует только пересчитать значение температурного напора и решить уравнения теплового баланса и теплопередачи. Если и после второго расчета расхождение между значениями количества тепла, определенными по уравнениям теплового баланса и теплопередачи, окажется выше названных процентных значений, весь расчет необходимо повторить с выбором другой температуры и определением коэффициента теплопередачи и температурного напора. Окончательными значениями температуры и тепловосприятости являются те, которые вошли в уравнение теплового баланса.

Тепловой расчет водяного экономайзера производят конструкторский, так как температуры дымовых газов перед водяным экономайзером и за ним фиксированы. Температура дымовых газов перед водяным экономайзером при расчете вертикально-водотрубных котельных агрегатов определяется из уравнения теплового баланса газохода котла, а при расчете котельных агрегатов экранного типа — из уравнения теплового баланса пароперегревателя. Температура дымовых газов за водяным экономайзером задана либо как температура отходящих газов (при отсутствии воздухоподогревателя), либо как температура дымовых газов перед воздухоподогревателем.

Для котельных агрегатов небольшой паропроизводительности, в которых нет воздухоподогревателя, тепловой расчет водяного экономайзера сводится к определению величины поверхности нагрева, необходимой для того, чтобы можно было снизить энтальпию дымовых газов с I_k'' до $I_{ух.}$

При расчете котельных агрегатов средней и большой паропроизводительности, когда в качестве низкотемпературных поверхностей нагрева устанавливают и водяной экономайзер, и воздухоподогреватель, возникает дополнительная задача — решить, как должно быть распределено тепло дымовых газов, выходящих из пароперегревателя, между водяным экономайзером и воздухоподогревателем. Эту задачу решают, исходя

из условия получения такой температуры подогрева воздуха, которая необходима для обеспечения высокой эффективности процесса горения топлива. Для этого в соответствии с заданным топливом и типом топки по материалу гл. 9 выбирают требуемую температуру подогрева воздуха, по которой определяют энтальпию подогретого воздуха, а затем из уравнения теплового баланса воздухоподогревателя, составленного с использованием формулы (18-31), по заданным значениям $i_{в.п}^*$, $\Delta \alpha i_{прс}^*$, $i_{в.п}^0$ и др. определяют энтальпию дымовых газов перед воздухоподогревателем, равную, очевидно, энтальпии дымовых газов за водяным экономайзером.

При расчете водяного экономайзера уравнение теплового баланса в раскрытой форме получается путем подстановки в уравнение (18-27) выражения (18-30). Незвестной в этом уравнении оказывается величина энтальпии воды на выходе из экономайзера $i_{в.с}^*$. Решив уравнение теплового баланса относительно этой величины, можно затем определить по ней температуру воды на выходе из водяного экономайзера, что даст возможность определить величину среднего температурного напора в нем, так как остальные значения температуры, входящие в формулы температурного напора, известны.

Средний температурный напор в зависимости от конкретных условий можно определить как по формуле (18-5), так и по формуле (18-6). Коэффициент теплопередачи при расчете гладкотрубных стальных экономайзеров определяют так же, как и при расчете конвективных поверхностей нагрева котла. При расчете чугунных ребристых водяных экономайзеров величину $k_{н,э}$ определяют непосредственно по номограмме на рис. 18-8.

Тепловой расчет воздухоподогревателя котельных агрегатов небольшой паропроизводительности, у которых в качестве низкотемпературной поверхности нагрева установлен только воздухоподогреватель, производят так же, как и расчет водяного экономайзера. По уравнению теплового баланса воздухоподогревателя определяют энтальпию и температуру горячего воздуха на выходе из него. Далее определяют средний температурный напор и величину коэффициента теплопередачи в воздухоподогревателе, по которым определяют поверхность нагрева его и типоразмер.

При расчете котельных агрегатов средней и высокой паропроизводительности, когда в качестве низкотемпературных поверхностей нагрева устанавливают и водяной экономайзер, и воздухоподогреватель, тепловой баланс воздухоподогревателя оказывается уже составленным; остается только определить средний температурный напор, коэффициент теплопередачи и поверхность нагрева его.

ПРИЛОЖЕНИЕ II

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЕКТА КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

I. Задание

Разработать проект котельного агрегата согласно следующим исходным данным:

Тип котла	ДКВР 10-13
Род топлива	Природный газ Бугурусланского месторождения
Паропроизводительность котла расчетная, m^3/h	14,0
Давление пара на выходе из пароперегревателя, at	14,0
Температура перегретого пара, $^{\circ}C$	350
Температура питательной воды, $^{\circ}C$	100

II. Краткая пояснительная записка к проекту

Котельный агрегат сконструирован на основе котла типа ДКВР10-13 номинальной паропроизводительностью 10 m^3/h , выпускаемого Бийским котельным заводом. Котел имеет камерную топку для сжигания газообразного топлива и водяной экономайзер. Ввиду того что котельный агрегат предназначен для сжигания газообразного топлива и выработки перегретого пара при температуре питательной воды, равной 100 $^{\circ}C$, согласно информационному письму БИКЗ и ЦКТИ ТМ 419-59 его рассчитывают на паропроизводительность 14 m^3/h .

Общий вид котельного агрегата приведен на рис. П-1.

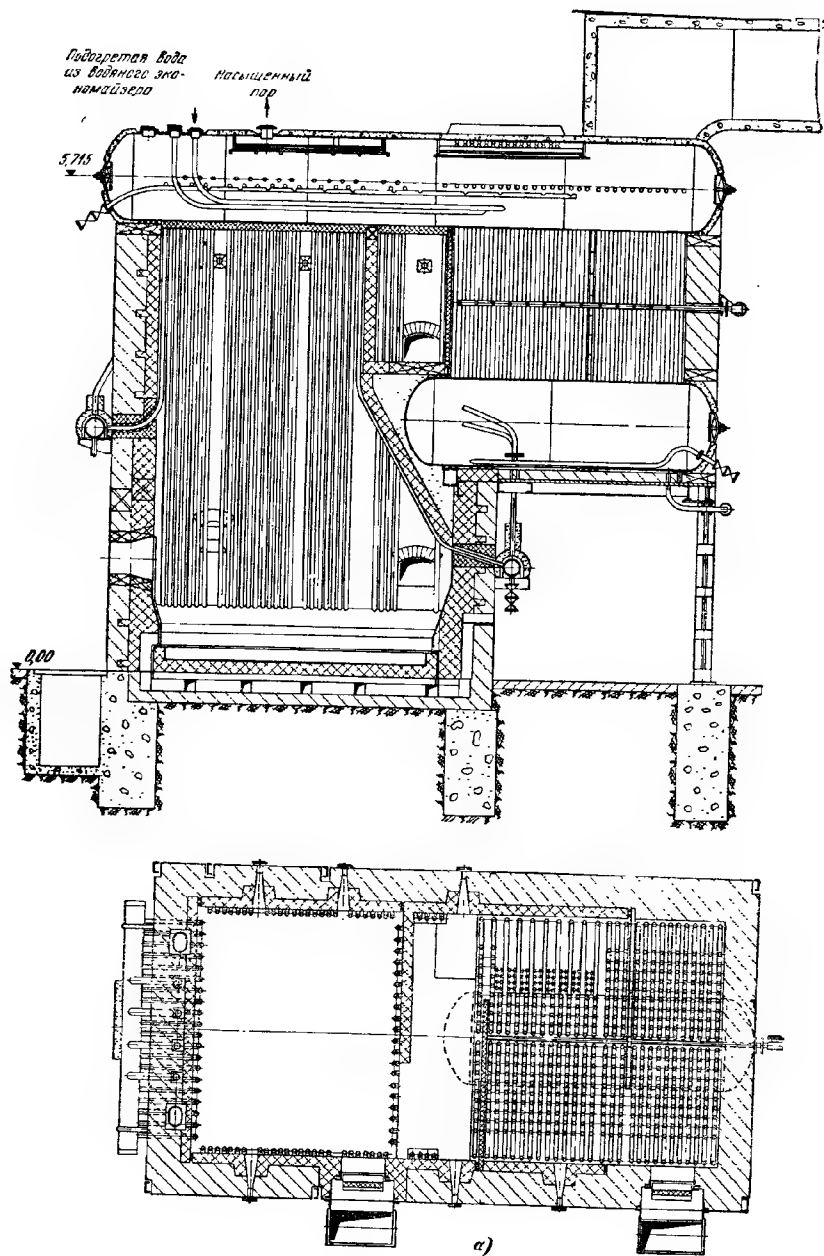
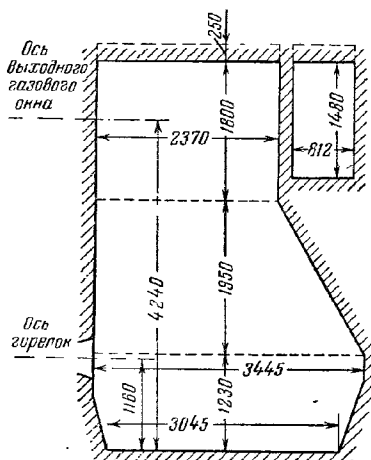


Рис. П-1. Компоновка котельного

III. Тепловой расчет котельного агрегата

А. Сводка конструктивных характеристик агрегата

1. Топка



Эскиз № 1 к тепловому расчету котельного агрегата.

1. Площадь ограждающих поверхностей камеры горения:
а) боковые стены:

$$\begin{aligned} & 2,370 (1,800 + 0,250) = 4,85 \\ & \frac{2,370 + 3,445}{2} \cdot 1,950 = 5,65 \\ & \frac{3,445 + 3,045}{2} \cdot 1,230 = 4,00 \\ & \hline & 14,50 \cdot 2 = 29,00 \text{ м}^2 \end{aligned}$$

- б) передняя стена:

$$(1,230 + 1,950 + 1,800 + 0,250) \cdot 2,810 = 14,70 \text{ м}^2$$

- в) задняя стена:

$$(1,290 + 2,220 + 1,800 + 0,250) \cdot 2,810 = 15,60 \text{ м}^2$$

- г) под:

$$3,045 \cdot 2,810 = 8,55 \text{ м}^2$$

- д) потолок:

$$2,370 \cdot 2,810 = 6,65 \text{ м}^2$$

Итого $74,50 \text{ м}^2$

2. Площадь ограждающих поверхностей камеры догорания:

- а) боковые стены:

$$0,812 \cdot (1,480 + 0,250) \cdot 2 = 2,81 \text{ м}^2$$

- б) передняя и задняя стены:

$$(1,480 + 0,250) \cdot 2,810 \cdot 2 = 9,64 \text{ м}^2$$

- в) под и потолок

$$0,812 \cdot 2,810 \cdot 2 = 4,56 \text{ м}^2$$

Итого $17,01 \text{ м}^2$

3. Всего площадь ограждающих поверхностей топki $F_T 91,51 \text{ м}^2$

4. Объем топki:

- а) камера горения:

$$14,50 \cdot 2,810 = 40,70 \text{ м}^3$$

- б) камера догорания:

$$1,41 \cdot 2,810 = 3,96 \text{ м}^3$$

Всего $V_T 44,66 \text{ м}^3$

5. Эффективная толщина излучающего слоя

$$s_T = 3,6 \frac{V_T}{F_T} - 3,6 \cdot \frac{44,66}{91,51} = 1,76 \text{ м}$$

6. Относительное положение максимума температуры в топке

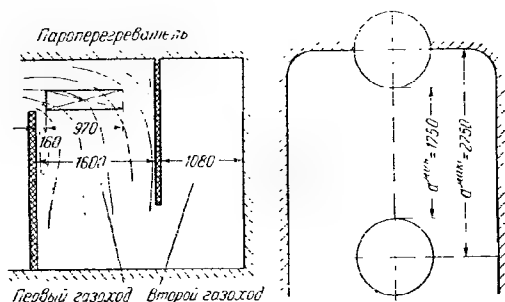
$$X = \frac{h_T}{h_{B.O}} = \frac{1,160}{4,240} = 0,274$$

7. Лучевоспринимающая поверхность нагрева топки

Наименование луче- воспринимающей поверхности нагрева	Освещенная длина труб L , мм	Расстояние между осью крайних труб экрана B , мм	Площадь экранов, покрытая экраном $F_{пл}$, м ²	Шаг экранных труб s , мм	Расстояние от оси трубы до стены топки e , мм	Относительный шаг экранных труб s/d	Относительное рас- стояние от оси трубы до стены топки e/d	Угловой коэф- фициент экрана χ , Рис. 12-1		Величина лучевос- принима- ющей по- верхности нагрева H_d , м ²
								Номер кривой	Значение χ	
Боковые экраны: прямоугольная часть	5 300	2 120×	22,70	80	40	1,57	0,78	2	0,94	21,30
трапециевидальная часть	1 700	240×2	0,82	80	40	1,57	0,78	2	0,94	0,77
Передний экран	2 450	2 470	6,04	130	100	2,55	1,96	1	0,80	4,84
Задний экран	4 350	2 470	10,71	130	26	2,55	0,51	3	0,71	7,61
Экраны боковых стен камеры догорания . . .	2 400	240×2	1,15	80	40	1,57	0,78	2	0,94	1,08
Первый ряд кипя- тельных труб	1 730	2 080	3,58	110	30	2,16	0,59	3	0,79	2,83
Всего	—	—	—	—	—	—	—	—	—	38,43

8. Степень экранирования топки $\psi = \frac{H_d}{F} = \frac{38,43}{91,51} = 0,42$.

2. Конвективные поверхности нагрева



Эскиз № 2 к тепловому расчету котельного агрегата.

Сводную таблицу расчета конвективных поверхностей нагрева см. на стр. 324.

Б. Топливо, состав и количество продуктов сгорания и их энтальпия

1. Состав топлива и теплота сгорания его

Сероводород H_2S	1,0	Бутан C_4H_{10}	0,8
Углекислота CO_2	0,2	Пентан C_5H_{12}	0,6
Метан CH_4	76,7	Азот N_2	14,5
Этан C_2H_6	4,5	Теплота сгорания низшая Q_H^c	8 109 ккал/м ³
Пропан C_3H_8	1,7	Плотность газа ρ_0^r	0,884 кг/м ³

Наименование величины	Условное обозначение	Единица измерения	Формула или источник	Пароперегреватель	Первый газоход котла	Второй газоход котла	Водяной эквивалент
Высота газохода:							
минимальная	$a_{\text{мин}}$	мм	По чертежу	—	1 750	1 750	—
максимальная	$a_{\text{макс}}$	мм	—	—	2 750	2 750	—
эффективная	a^3	мм	$\frac{2a_{\text{мин}} a_{\text{макс}}}{a_{\text{мин}} + a_{\text{макс}}}$	2 600	2 140	2 140	—
Ширина газохода	b	мм	—	970	1 600	1 080	—
Число труб поперек газохода	z_1	—	По чертежу	12	16	11	—
Диаметр труб	d	мм	То же	32	51	51	—
Площадь сечения газохода	F_{Γ}	м ²	$10^{-6} a^3 b$	2,52	3,42	2,32	—
Площадь сечения газохода, перегораживаемая трубами	$F_{\Gamma}^{\text{тр}}$	м ²	$10^{-6} a^3 dz_1$	1,00	1,74	1,20	—
Площадь сечения газохода в свету	$F_{\Gamma}^{\text{ж}}$	м ²	$F_{\Gamma} - F_{\Gamma}^{\text{тр}}$	1,52	1,68	1,12	0,84
Поверхность нагрева газохода	H_{Γ}	м ²	По данным завода-изготовителя	—	114	93,5	—
Отношение поверхности нагрева газохода к площади сечения его в свету	—	—	$\frac{H_{\Gamma}}{F_{\Gamma}^{\text{ж}}}$	—	67,9	83,5	—
Поверхность нагрева котла общая	$H_{\text{к}}$	м ²	$H_{\Gamma 1} + H_{\Gamma 2}$	—	207,5	—	—
Сумма величин $H_{\Gamma}/F_{\Gamma}^{\text{ж}}$ для обоих газоходов котла	—	—	$\frac{H_{\Gamma 1}}{F_{\Gamma 1}^{\text{ж}}} + \frac{H_{\Gamma 2}}{F_{\Gamma 2}^{\text{ж}}}$	—	151,4	—	—
Площадь сечения газоходов котла, усредненная расчетная	$F_{\text{к}}$	м ²	$\frac{H_{\Gamma 1} + H_{\Gamma 2}}{\frac{H_{\Gamma 1}}{F_{\Gamma 1}^{\text{ж}}} + \frac{H_{\Gamma 2}}{F_{\Gamma 2}^{\text{ж}}}}$	—	1,37	—	—
Шаг труб вдоль оси барабана котла	s_1	мм	По чертежу	60/140	100	—	—
Шаг труб поперек оси барабана котла	s_2	мм	То же	40/80	110	—	—
Эффективная толщина излучающего слоя . .	s	м	$\left(1,87 \frac{s_1 + s_2}{d} - 4,1\right) d$	0,167	0,184	—	—
Площадь сечения пароперегревателя для прохода пара	$F_{\text{пп}}^{\text{в}}$	м ²	$2 \frac{\pi d_{\text{пп}}^2}{4} z_1$	0,0162	—	—	—

**2. Теоретическое количество воздуха, необходимое для горения,
и теоретический состав дымовых газов**

Наименование величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета		
					промежу- точные	конца- тельные	
Теоретическое количество воздуха, необ- ходимое для горения	$V^0_{\text{в}}$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	$0,0176 [0,5 \text{ CO} + 0,5 \text{ H}_2 + 1,5 \text{ H}_2\text{S} + \sum (m + \frac{n}{4}) \times C_m \text{ H}_n - \text{O}_2]$	CO 0,5·0	0,0		
				H ₂ 0,5·0	0,0		
				H ₂ S 1,5·1,0	1,5		
				CH ₄ (1+1)·76,7	153,4		
				C ₂ H ₆ (2+1,5)·4,5	15,7		
				C ₃ H ₈ (3+2)·1,7	8,5		
				C ₄ H ₁₀ (4+2,5)·0,8	5,2		
				C ₅ H ₁₂ (5+3)·0,6	4,8		
				0,0476·189,1			9,01
				Теоретический объем азота в дымовых газах	$V^0_{\text{N}_2}$		$\text{м}^3/\text{м}^3$
14,5·0,01	0,14						
Объем сухих трехатомных газов	V_{RO_2}	$\text{м}^3/\text{м}^3$	$0,01(\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m C_m \text{ H}_n)$	CO ₂ 1·0,2	0,2	7,27	
				CO	0,0		
				H ₂ 1·1,0	1,0		
				CH ₄ 1·76,7	76,7		
				C ₂ H ₆ 2·4,5	9,0		
				C ₃ H ₈ 3·1,7	5,1		
				C ₄ H ₁₀ 4·0,8	3,2		
				C ₅ H ₁₂ 5·0,6	3,0		
				0,01·98,2			0,98
				Теоретический объем водяных паров в дымо- вых газах	$V^0_{\text{H}_2\text{O}}$		$\text{м}^3/\text{м}^3$
H ₂ S 1·1,0	1,0						
CH ₄ 2·76,7	153,4						
C ₂ H ₆ 3·4,5	13,5						
C ₃ H ₈ 4·1,7	6,8						
C ₄ H ₁₀ 5·0,8	4,0						
C ₅ H ₁₂ 6·0,6	3,6						
0,124·5,0	0,6						
1,61·9,01	14,6						
0,01·197,5		1,97					
Полный объем теоретического количества дымовых газов	$V^0_{\text{г}}$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	$V^0_{\text{N}_2} + V_{\text{RO}_2} + V^0_{\text{H}_2\text{O}}$			10,22	

3. Состав продуктов сгорания и объемная доля углекислоты и водяных паров по газоходам котельного агрегата

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Наименование элементов газового тракта			
			Топка	Пароперегреватель	Котел	Водяной экономайзер
Коэффициент избытка воздуха в конне топки . . .	α_T	—	1,10	—	—	—
Присос по элементам тракта	$\Delta\alpha$	—	—	0,05	0,10	0,10
Коэффициент избытка воздуха за элементом тракта	α''	—	1,10	1,15	1,25	1,35
Коэффициент избытка воздуха, средний	α^{CP}	—	1,10	1,125	1,20	1,30
Величина ($\alpha^{CP}-1$)	—	—	0,10	0,125	0,20	0,30
Теоретический объем продуктов сгорания	V_r^0	$м^3/м^3$	10,22	10,22	10,22	10,22
Избыточный объем воздуха ΔV_v	ΔV_v	$м^3/м^3$	0,90	1,12	1,80	2,70
Избыточный объем водяных паров	ΔV_{H_2O}	$м^3/м^3$	0,01	0,02	0,03	0,04
Действительный объем продуктов сгорания	V_r	$м^3/м^3$	11,13	11,36	12,05	12,96
Действительный объем водяных паров	V_{H_2O}	$м^3/м^3$	1,98	1,99	2,00	2,01
Объемная доля сухих трехатомных газов в продуктах сгорания	r_{RO_2}	—	0,088	0,086	0,081	0,076
Объемная доля водяных паров в продуктах сгорания	r_{H_2O}	—	0,178	0,176	0,166	0,155
Общая объемная доля трехатомных газов в продуктах сгорания	r_n	—	0,266	0,262	0,247	0,232

4. Энтальпия продуктов сгорания для различных значений температуры и коэффициента избытка воздуха (I , θ -таблица)

Наименование рассчитываемой величины		Формула	Объем газа, м³/кг	Температура продуктов сгорания, °C													
				100	200	300	400	500	600	700	800	900	1 000	1 100	1 200	1 800	1 900
Энтальпия продуктов сгорания для различных значений температуры	Энтальпия теоретического количества воздуха, необходимого для горения	$i_B^0 = V_B^0(c\theta)_B$	9,01	281	574	867	1 166	1 471	1 785	2 108	2 430	2 758	3 090	3 433	3 779	5 874	6 235
	Энтальпия сухих трехатомных газов	$i_{RO_2} = V_{RO_2}(c\theta)_{RO_2}$	0,98	40	81	131	181	233	286	342	398	457	515	575	636	1 007	1 070
	Энтальпия теоретического количества двухатомных газов	$i_{N_2}^0 = V_{N_2}^0(c\theta)_{N_2}$	7,27	325	451	681	914	1 158	1 395	1 643	1 905	2 158	2 421	2 682	2 944	4 588	4 870
	Энтальпия теоретического количества водяных паров	$i_{H_2O}^0 = V_{H_2O}^0(c\theta)_{H_2O}$	1,97	71	143	218	299	374	455	510	628	717	813	906	1 003	1 628	17 366
	Энтальпия теоретического количества продуктов сгорания	$i_T^0 = i_{RO_2} + i_{N_2}^0 + i_{H_2O}^0$	—	336	678	1 030	1 388	1 760	2 136	2 525	2 921	3 332	3 748	4 163	4 583	7 223	7 676
Энтальпия действительного количества продуктов сгорания за элементами газового тракта, ккал/кг	За топкой $\sigma_T = 1,10$	$(\sigma_T'' - 1) i_B^0$ $i_T^0 + (\sigma_T'' - 1) i_B^0$ Δi_T	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	309	343	378	623
	За пароперегревателем $\sigma_{TP} = 1,15$	$(\sigma_{TP}'' - 1) i_B^0$ $i_T^0 + (\sigma_{TP}'' - 1) i_B^0$ Δi_T	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4 057	4 506	4 961	8 299
	За котлом $\sigma_K = 1,25$	$(\sigma_K'' - 1) i_B^0$ $i_T^0 + (\sigma_K'' - 1) i_B^0$ Δi_T	—	143	217	292	—	—	—	—	—	—	—	449	455	—	489
	За водяным экономайзером $\sigma_{B.9} = 1,35$	$(\sigma_{B.9}'' - 1) i_B^0$ $i_T^0 + (\sigma_{B.9}'' - 1) i_B^0$ Δi_T	—	100	200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	За котлом $\sigma_K = 1,25$	$(\sigma_K'' - 1) i_B^0$ $i_T^0 + (\sigma_K'' - 1) i_B^0$ Δi_T	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

В. Сводная таблица основного расчета

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные
Тепловой баланс котельного агрегата						
Располагаемое тепло топлива	Q_p^0	ккал/м^3	$Q_{\text{н}}$	—	—	8 109
Температура уходящих газов	$t_{\text{ух}}$	$^{\circ}\text{C}$	Технические соображения	—	—	140
Энтальпия уходящих газов		ккал/м^3	i, θ -таблица	Для 100°C Для 40°C	436 177	
Температура холодного воздуха, поступающего в котельный агрегат	$t_{\text{х.в}}$	$^{\circ}\text{C}$	Рекомендация нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов	—	613 30	
Энтальпия теоретически необходимого количества холодного воздуха	$I_{\text{х.в}}^0$	ккал/м^3	$\gamma_{\text{в}}^0 c_{\text{в}} t_{\text{х.в}}$	$9,01 \cdot 0,32 \cdot 30$	87	
Потеря тепла от механической неполноты сгорания	q_4	%	Таблица 7-1 или 9-2	Имеет место только при сжигании твердого топлива	—	0,0
Потеря тепла с отходящими газами	q_2	%	$\frac{(I_{\text{ух}} - a_{\text{ух}} I_{\text{х.в}}^0)(100 - q_4)}{Q_p^0}$	$\frac{-1,35 \cdot 87}{100 - 0} \cdot \frac{8\,109}{496}$	613 -117 496	6,1
Потеря тепла от химической неполноты сгорания	q_3	%	Таблица 7-1 или 9-1	—	—	1,5
Потеря тепла на наружное охлаждение котельного агрегата	q_5	%	Диаграмма на рис. 5-1	—	—	1,5
Потеря с физическим теплом шлаков	$q_{\text{шл}}$	%	$\frac{a_{\text{шл}}(ct)_{\text{шл}} \Delta p}{Q_p^0}$	Имеет место только при сжигании твердого топлива	—	0,0
Сумма тепловых потерь	$\sum q$	%	$q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{\text{шл}}$	—	—	9,1
Коэффициент полезного действия котельного агрегата	$\eta_{\text{к.а}}$	—	$\frac{100 - \sum q}{100}$	$\frac{100 - 9,1}{100}$	—	0,91
Процент продувки котла	π	%	—	—	3,0	—

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Продолжение	
					Результаты расчетов	промежуточные
Тепловосприятие теплоносителя на 1 кг произведенного перегретого пара	$Q_{к.а}$	$\frac{ккал}{кг}$	$(i_{п.п} - i_{п.в}) + \frac{\pi}{100}(i' - i_{п.в})$	$\frac{752,4}{100,4}$ $\frac{197,4}{100,4}$ $\frac{97,0}{0,03}$	$\frac{652,0}{3,0}$	$\frac{655,0}{1245}$
Действительный часовой расход топлива	B	$кг/ч$	$\frac{DQ_{к.а}}{Q_p \tau_{к.а}}$	$\frac{14\,000 \cdot 655}{8\,109 \cdot 0,91}$	—	1245
Расчетный часовой расход топлива	B_p	$кг/ч$	$B \left(1 - \frac{q_4}{100}\right)$	—	—	1245
Коэффициент сохранения тепла	φ	—	$\frac{100 - q_6}{100}$	$\frac{100 - 1,5}{100}$	—	0,985
Тепловое напряжение топочного пространства						
Расчетное тепловое напряжение топочного пространства	Q/V_T	$\frac{ккал/м^3 \cdot ч}{V_T}$	$\frac{BQ_{к.а}}{V_T}$	$\frac{1245 \cdot 8\,109}{44,66}$	—	$226 \cdot 10^3$
Теплоотдача излучением в топке						
Полезное тепловыделение в топке	Q_T	$\frac{ккал/м^3}{м^3}$	$Q_p \frac{100 - q_3}{100} + a'' i_{x.в}$	$\frac{100 - 1,5}{100} \cdot 8\,109$ $1,1 \cdot 87$	$\frac{7987}{95}$	$\frac{8082}{7810}$ $\frac{272}{272}$
Теоретическая температура горения в топке	θ_a	$^{\circ}C$	1,6-таблица	Для $1800^{\circ}C$ Для $56^{\circ}C$	—	1856
Коэффициент светимости пламени	m	—	—	—	0,2	—

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные
Температура дымовых газов на выходе из топки	θ''_T	°C	Принимается предварительно	—	1 000	—
Суммарная поглощательная способность трехатомных газов	—	<i>м. ат</i>	$r_{\text{п}} S_T$	$0,266 \cdot 1,76$	0,47	—
Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами	k_T	—	Нограмма на рис. 12-2	—	0,83	—
Суммарная сила поглощения газового потока	$k_{\text{несл}} S_T$	<i>м. ат</i>	$k_T r_{\text{п}} S_T$	$0,83 \cdot 0,47$	0,39	—
Степень черноты несветящейся части пламени	$a_{\text{несв}}$	—	График на рис. 12-4	—	0,32	—
Коэффициент ослабления лучей светящейся части факела	$k_{\text{св}}$	—	$1,6 \frac{\theta''_T + 273}{1000} - 0,5$	$2,0$ $-0,5$	1,5	—
Суммарная сила поглощения светящейся части пламени	$k_{\text{св}} S_T$	<i>м. ат</i>	$k_{\text{св}} S_T$	$1,5 \cdot 1,76$	2,62	—
Степень черноты светящейся части пламени	$a_{\text{св}}$	—	$0,9 (1 - e^{-k_{\text{св}} S_T})$	$0,9 \cdot 0,93$	0,84	—
Степень черноты факела	$a_{\text{ф}}$	—	$(1 - m) a_{\text{несв}} + m a_{\text{св}}$	$0,8 \cdot 0,32$	0,26	—
Условный коэффициент загрязнения лучевосприимчивых поверхностей	ζ	—	Рекомендации нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов	$0,2 \cdot 0,84$	0,17	—
Произведение ψ''_T	—	—	ψ''_T	$0,42 \cdot 0,80$	0,80	0,43
Тепловыделение в топке на 1 м ² стен топки	—	$\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$	$\frac{B_p Q_T}{F_T}$	$1245 \cdot 8082$	—	$0,34$ $110 \cdot 10^3$
Расчетный коэффициент	M	—	$A - B X$	$0,52 - 0,3 \cdot 0,233$	$0,52 - 0,07$	—
Температура дымовых газов на выходе из топки	θ''_T	°C	Нограмма на рис. 12-5	—	—	$0,45$ 1010
Энтальпия дымовых газов на выходе из топки	i''_T	ккал/м^3	i, θ -таблица	Для 1 000°С Для 10°С	4 057 45	4 102

Продолжение						
Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные
Тепло, переданное излучением в топке	$Q_{\text{л}}$	ккал/м ³	$\varphi(Q_T - i''_T)$	$\frac{8082 - 4102}{0,985 \cdot 3980}$		3920
Пароперегреватель						
Тепловосприятие пароперегревателя	$Q_{\text{пп}}$	ккал/м ³	$(i''_{\text{пп}} - i''_p) \frac{D}{B_p}$	$\frac{14000}{1245} \cdot 85,7$	965	
Энтальпия дымовых газов за пароперегревателем	$i''_{\text{пп}}$	ккал/м ³	$i'_{\text{пп}} - \frac{Q_{\text{пп}}}{\varphi} + \Delta \sigma_{\text{пп}} i''_{\text{х.в}}$	$\frac{0,05 \cdot 87}{965}$	$\frac{4102}{4}$	
Температура дымовых газов за пароперегревателем	$\theta''_{\text{пп}}$	°C	I, θ-таблица	$\frac{1010 + 764}{0,5 \cdot 1774 + 350 + 197,4}$	$\frac{2841}{285}$	3126
Средняя температура дымовых газов в пароперегревателе	$\theta^{\text{ср}}_{\text{пп}}$	°C	$\frac{0'_{\text{пп}} + 0''_{\text{пп}}}{2}$	$\frac{0,5 \cdot 547,4}{-}$		764
Средняя температура пара в пароперегревателе	$i^{\text{ср}}_{\text{пп}}$	°C	$\frac{t_{\text{пп}} + t_{\text{н}}}{2}$	$\frac{0,5 \cdot 547,4}{-}$	887	
Средний температурный напор в пароперегревателе	$\Delta t_{\text{пп}}$	°C	$\theta^{\text{ср}}_{\text{пп}} - i^{\text{ср}}_{\text{пп}}$	$\frac{0,5 \cdot 547,4}{-}$	274	613
Удельный объем пара в пароперегревателе при средней температуре	$v_{\text{пп}}$	м ³ /кг	Таблицы водяного пара	—	0,1625	

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные
Средняя скорость пара в пароперегревателе	$w_{пп}$	м/сек	$\frac{D w_{пп}}{3600 F_{пп}^{в}}$	$14000 \cdot 0,1625$		
Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару	α_2	$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}$	$\frac{c_2 \alpha_2}{\text{(номограмма на рис. 18-6)}}$	$\frac{3600 \cdot 0,0162}{1,03 \cdot 840}$	39,0 865	
Средняя скорость дымовых газов в пароперегревателе	w_r	м/сек	$\frac{B_r V_r (\varphi_{пп}^{ср} + 273)}{3600 F_{пп}^{ж} \cdot 273}$	$\frac{1245 \cdot 11,36}{3600 \cdot 1,52 \cdot 273} \cdot 1160$	887 273	
Коэффициент теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к стенке	α_k	$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}$	$\frac{c_2 \varphi_{пп}}{\text{(номограмма на рис. 18-3)}}$	$0,99 \cdot 1,02 \cdot 69$	11,0 69,6	
Суммарная поглощательная способность трехатомных газов	—	$\text{м} \cdot \text{атм}$	$r_{пп}^{дпп}$	$0,262 \cdot 0,167$	0,044	
Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами	$k_{десв}$	—	Номограмма на рис. 12-2	—	2,8	
Сила поглощения газового потока	$k_{пр}$	—	$k_r r_{пп}^{дпп}$	$2,8 \cdot 0,044$	0,123 0,115	
Степень черноты газового потока	α	—	График на рис. 12-4	—	0,005	
Коэффициент загрязнения труб	ϵ	$\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$	Рекомендаций нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов	—		
Температура наружной поверхности труб	$t_{ст}$	$\frac{\text{ккал}}{^\circ\text{C}}$	$t_{пп}^{ср} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \times \frac{B_r Q_{пп}}{H_{пп}}$	$\frac{0,005}{+0,001}$	274	
Коэффициент теплоотдачи излучением незапыленного потока	$\alpha_{л}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}$	Номограмма на рис. 18-8	$\frac{1245 \cdot 965}{33,6} \cdot 0,006$	215 489	
Коэффициент омывания пароперегревателя дымовыми газами	ω	—	—	$0,115 \cdot 0,96 \cdot 165$	18,2	
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы	α_1	$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}$	$\omega \alpha_k + \alpha_{лr}$	$1,0 \cdot 69,6$	1,0 69,6 18,2	
						87,8

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные
Коэффициент теплопередачи в пароперегревателе	$k_{пп}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}$	$\frac{\alpha_1}{1 + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \alpha_1}$	$0,006 \cdot 87,8$	0,53 1,00	57,4
Поверхность нагрева пароперегревателя	$H_{пп}$	м^2	$\frac{B_p Q_{пп}}{k_{пп} \Delta t_{пп}}$	$\frac{1245 \cdot 965}{57,4 \cdot 613}$	1,53	34,3
Невязка	—	%	$100 - \frac{H_{пп}}{H_{пп}^{пр}} \cdot 100$	$100 - \frac{34,3}{33,6} \cdot 100$	2,0	
Газоход котла						
Температура дымовых газов за котлом	θ''_k	$^{\circ}\text{C}$	Принимается предварительно	—	300	
Энтальпия дымовых газов за котлом	I''_k	$\text{ккал}/\text{м}^3$	I, θ -таблица	—	1247	
Теплоосприятие котла по уравнению теплового баланса	Q_0	$\text{ккал}/\text{м}^3$	$\varphi (I'_k - I''_k + \Delta t_{х.в}^0)$	$+ 0,1 \cdot 87$	3125 9	
					3135 — 1247	
Температурный напор в начале газохода	Δt^0	$^{\circ}\text{C}$	$\theta''_{пп} - t_{п}$	$\frac{0,985 \cdot 764}{197,4}$	1858	1830
Температурный напор в конце газохода	$\Delta t^м$	$^{\circ}\text{C}$	$\theta''_k - t_n$	$\frac{300}{197,4}$	566,6	
Средний температурный напор в газоходе	Δt_k	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\Delta t^0 - \Delta t^м}{2,31g \frac{\Delta t^0}{\Delta t^м}}$	$\frac{464,0}{2,31g \frac{566,6}{102,6}}$	102,6	271

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Продолжение Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные
Средняя температура дымовых газов в газоходе котла	$\theta_K^{\text{ср}}$	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\theta'_K + \theta''_K}{2}$	$\frac{764}{-300}$		
Средняя скорость дымовых газов	w_K	м/сек	$B_0 V_r (\theta_K^{\text{ср}} + 273) / 3600 F_K^{\text{ж}} \cdot 273$	$0,5 \cdot 1064$	532	
Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы	α_K	$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}$	$c_2 c_{\text{ф}} a_{\text{ц}}$	$1245 \cdot 12,05 \cdot 805$ $3600 \cdot 1,37 \cdot 273$ $1,0 \cdot 1,03 \cdot 49$	8,6 49,7	
Суммарная поглощательная способность трехатомных газов	—	м. ат	(номограмма на рис. 18-3) $r_{\text{п}}^{\text{св}}_K$	$0,247 \cdot 0,184$	0,045	
Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами	k_K	—	Номограмма на рис. 12-2	—	3,5	
Суммарная сила поглощения газового потока	$k_{\text{квев}} \delta_K$	$\text{м} \cdot \text{ат}$	$k_r r_{\text{п}}^{\text{св}}_K$	$3,5 \cdot 0,045$	0,158	
Степень черноты газового потока	$a_{\text{чвев}}$	—	График на рис. 12-4	—	0,15	
Коэффициент загрознания поверхности нагрева	ε	$\frac{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}{\text{ккал}}$	—	—	0,005	
Температура наружной поверхности труб	$t_{\text{ст}}$	$^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{ц}} + \frac{Q_0 B_p}{H_K} \varepsilon$	$1830 \cdot 1245 \cdot 0,005$ $207,5$	197,4 53,0	
Коэффициент теплоотдачи излучением незапыленного потока	α_L	$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}$	$a_{\text{св}} a_{\text{ц}}$ (номограмма на рис. 18-8)	$0,15 \cdot 0,96 \cdot 66$	250,4 9,5	
Коэффициент омывания газохода дымовыми газами	ω	—	Рекомендации нормативного метода расчета котельных агрегатов	—	0,9	
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке	α_1	$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}$	$\omega \alpha_K + a_{\text{ц}}$	$0,9 \cdot 49,7$	44,6 9,5	
Коэффициент теплопередачи в котле	k_K	$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}$	$\frac{\tau_1}{1 + \varepsilon a_1}$	$0,005 \cdot 54,7$	54,7 0,27 1,00	
				54,7 :	1,27	43,1

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные
Тепловосприимчивость котла по уравнению теплопередачи	Q_T	ккал/м^2	$\frac{k_{\kappa} H_{\kappa} \Delta t_{\kappa}}{B_p}$	$\frac{43,1 \cdot 207,5 \cdot 271}{1245}$		2 085
Невязка	—	%	$100 - \frac{Q_T}{Q_6} \cdot 100$	$100 - \frac{2085}{1830} \cdot 100$	—11,4	
Так как значения Q_6 и Q_T разнятся больше, чем на 2%, расчет повторяется при другом значении θ''_{κ}						
Температура дымовых газов за котлом	θ''_{κ}	$^{\circ}\text{C}$	—	—	280	
Энтальпия дымовых газов за котлом	i''_{κ}	ккал/м^3	$i, \theta\text{-таблица}$	Для 200°C Для 80°C	821 341 $\frac{1162}{3126}$	
Тепловосприимчивость котла по уравнению теплового баланса	Q_6	ккал/м^3	$\varphi (i'_{\kappa} - i''_{\kappa} + \Delta x I_{\text{х.в}}^0)$	$0,1 \cdot 87$	9	
Температурный напор в начале газозола	Δt^6	$^{\circ}\text{C}$	$\theta'_{\kappa} - t_{\text{п}}$	0,985	$\frac{3135}{1162}$	1 945
Температурный напор в конце газозола	$\Delta t^{\text{м}}$	$^{\circ}\text{C}$	$\theta''_{\kappa} - t_{\text{п}}$	—	1973 566,6	
Средний температурный напор в газозоде	Δt_{κ}	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\Delta t^6 - \Delta t^{\text{м}}}{2,31g \frac{\Delta t^6}{\Delta t^{\text{м}}}}$	$\frac{494,0}{566,6}$	82,6	256
Тепловосприимчивость котла по уравнению теплопередачи	Q_T	ккал/м^2	$\frac{k_{\kappa} H_{\kappa} \Delta t_{\kappa}}{B_p}$	$\frac{43,1 \cdot 207,5 \cdot 256}{1245}$	—	1 930
Невязка	—	%	$100 - \frac{Q_T}{Q_6} \cdot 100$	$100 - \frac{1930}{1945} \cdot 100$	+0,7	

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные
Водяной экономайзер						
Теплопоглощение водяного экономайзера	$Q_{в.э}$	ккал/м ²	$Q_p \eta_{к.э} - (Q_{л} + Q_{пп} + Q_{к})$	0,91 · 8 109 3 920 965 1 945	7 390	560
Энтальпия воды на выходе из экономайзера	$i'_{в.э}$	ккал/кг	$\frac{Q_{в.э} B_p}{\left(1 + \frac{\pi}{100}\right) D} + i'$	560 · 1 245 <u>1,03 · 14 000</u>	6830 48,4 100,4 <u>148,8</u>	
Температура воды на выходе из экономайзера	$t'_{в.э}$	°C	Таблица воды и водяного пара	—	148	
Температурный напор в начале экономайзера	Δt^b	°C	$\theta'_{в.э} - t'_{в.э}$	280 — 148	132	
Температурный напор в конце экономайзера	Δt^m	°C	$\theta_{у.х} - t_{п.в}$	140 — 100	40	
Средний температурный напор в экономайзере	$\Delta t_{в.э}$	°C	$\frac{\Delta t^b - \Delta t^m}{2,3 \lg \frac{\Delta t^b}{\Delta t^m}}$	92 <u>2,3 lg 40</u>		78
Средняя температура дымовых газов в экономайзере	$\theta_{в.э}^{ср}$	°C	$\frac{\theta''_{к} + \theta_{у.х}}{2}$	280 140 <u>0,5 · 420</u>	210	

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные
Средняя скорость дымовых газов в экономайзере	$w_{в.э}$	м/сек	$\frac{B_p V (\theta_{ср} + 273)}{3600 F_{в.э} \cdot 273}$	$\frac{210}{273} \cdot \frac{1245 \cdot 12.96 \cdot 483}{3600 \cdot 0.181 \cdot 273}$	9.5	
Коэффициент омования водяного экономайзера дымовыми газами	ϵ_0	—	Рекомендации нормативного метода теплового расчета котельного агрегата	—	1.0	
Коэффициент теплопередачи в водяном экономайзере	$k_{в.э}$	ккал/м ² ·ч·град	Номотрамма на рис. 18-9	—		20.2
Поверхность нагрева водяного экономайзера	$H_{в.э}$	м ²	$\frac{Q_{в.э} B_p}{k_{в.э} \Delta t_{в.э}}$	$\frac{560 \cdot 1245}{20.2 \cdot 78}$		436
Число труб водяного экономайзера	$n_{в.э}$	шт.	$\frac{H_{в.э}}{H_{тр}^{в.э}}$	$\frac{436}{2.95}$		148
Число горизонтальных рядов труб экономайзера	$n_{в.э}^{гор}$	шт.	$\frac{n_{в.э}}{z_1}$	$\frac{148}{7}$		21

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЕКТА ПРОИЗВОДСТВЕННО-ОТОПИТЕЛЬНОЙ КОТЕЛЬНОЙ

I. Задание

Разработать проект производственно-отопительной котельной согласно следующим исходным данным:

Род топлива	Природный газ Бугурусланского месторождения	
Расчетное максимальное потребление тепла на отопление и вентиляцию, $G_{\text{кал/ч}}$		6,2
Расчетное максимальное потребление пара на технологические и хозяйственные нужды производства, $t/ч$		28
Параметры пара на месте потребления:		
давление, at		12
температура перегретого пара, $^{\circ}C$		300
Количество конденсата, возвращаемого от производственных потребителей, %		60
Характеристики исходной воды:		
жесткость общая, $мг\text{-экв/кг}$		6,5
жесткость карбонатная, $мг\text{-экв/кг}$		1,9
содержание ионов натрия, $мг/кг$		14,0

II. Краткая пояснительная записка

Согласно заданию производство требует пар давлением 12 at , перегретый до 300° С. В соответствии с этим для котельной запроектированы котлы давлением 14 at , предназначенные для производства перегретого пара температурой 350° С. На основании произведенных расчетов в котельной предусмотрена установка трех котельных агрегатов типа ДКВР 10—13.

Принципиальная тепловая схема котельной показана на рис 25-1. Пар на производство подается от главного паропровода перегретого пара. Отсюда же, через редукционно-охладительную установку, подается и пар на подогреватели сетевой воды, идущей на отопление и вентиляцию. В редукционно-охладительной установке давление пара снижается с 14 до 8 at с переводом его в насыщенный.

Так как от производственных потребителей не возвращается 40% конденсата, питание котлов предусматривается смесью конденсата и добавки химически очищенной воды. Согласно нормам качества питательной воды жесткость питательной воды для экранированных котлов давлением 14 at не должна превышать 20 $мг\text{-экв/кг}$. Поэтому в проекте предусмотрена водоподготовительная установка с умягчением воды Na-катионированием по одноступенчатой схеме.

Для деаэрации питательной воды предусмотрена установка термического деаэратора. Конденсат производственных потребителей поступает в конденсатный бак, откуда он перекачивающими насосами подается в деаэратор. Во избежание парения конденсатного бака предусмотрена подача в него некоторого количества химически очищенной воды.

Предусмотрена непрерывная продувка котлов с установкой расширителей непрерывной продувки и выводом пара вторичного вскипания в деаэраторы. Предусмотрена также периодическая продувка котлов.

III. Технические расчеты

А. Определение номинальной паропроизводительности котельной, выбор числа и паропроизводительности котельных агрегатов

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные
Потребление пара на технологические нужды производства максимальное	$D_{т.н}^{потр}$	$m^3/ч$	Задание	—	—	28,0
Потеря пара в сетях	$q_{т.н}^{сет}$	%	Опытные данные	—	2,0	—
Отпуск пара из котельной на технологические нужды производства	$D_{т.н}^{отп}$	$m^3/ч$	$D_{т.н}^{потр} \frac{100}{100 - q_{т.н}^{сет}}$	$\frac{28,0}{0,98}$	—	28,5
Потребление тепла на отопление и вентиляцию	$Q_{о.в}^{потр}$	$Gкал/ч$	Задание	—	6,20	—
Потери тепла в сетях	$q_{о.в}^{сет}$	%	Опытные данные	—	4,0	—
Отпуск тепла из котельной на отопление и вентиляцию	$Q_{о.в}^{отп}$	$Gкал/ч$	$Q_{о.в}^{потр} \frac{100}{100 - q_{о.в}^{сет}}$	$\frac{6,20}{0,96}$	6,45	—
Температура прямой сетевой воды	t_1	$^{\circ}C$	Задание	—	150	—
Температура обратной сетевой воды	t_2	$^{\circ}C$	Задание	—	70	—
Энтальпия прямой сетевой воды	i_1	$ккал/кг$	Таблицы воды и водяного пара	—	151,0	—
Энтальпия обратной сетевой воды	i_2	$ккал/кг$	То же	—	70,1	—
Потери тепла сетевым подогревателем в окружающую среду	$q_5^п$	%	Опытные данные	—	5,0	—
Температура конденсата греющего пара на выходе из системы подогревателей сетевой воды	t_k	$^{\circ}C$	То же	—	85	—
Отпуск пара на подогреватели сетевой воды	$D_{о.в}^{отп}$	$m^3/ч$	$Q \left[\frac{i_1 - i_2}{i_{пп} - t_k} \cdot \frac{100}{100 - q_5^п} \right]$	$\frac{151,0 - 70,1}{80,9} \cdot \frac{751,7 - 85,1}{666,6} \cdot \frac{100}{0,95}$ $6,45 \cdot \frac{666,6}{0,95}$	—	8,2
Полный отпуск пара из паропровода котельной	$D_K^{отп}$	$m^3/ч$	$D_{т.н}^{отп} + D_{о.в}^{отп}$	$28,5 + 8,2$	—	36,7
Собственный расход пара котельной (без учета расхода пара на деаэрацию) и потери пара в котельной	$q_{с.п}$	%	Опытные данные	—	5	—
Выработка пара котельной без учета выработки пара на деаэрацию	$D_K^{выр}$	$m^3/ч$	$D_K^{отп} \frac{100}{100 - q_{с.п}}$	$\frac{36,7}{0,95}$	—	38,5
Количество возвращающегося конденсата	Q_K	$m^3/ч$	$0,60 D_{т.н}^{отп} + D_{о.в}^{отп}$	$0,6 \cdot 28,5$	17,0	—
Потребность в добавочной воде	$Q_{х.о}$	$m^3/ч$	$D_K^{выр} - Q_K$	$38,5 - 25,2$	$\frac{8,2}{25,2}$	13,3

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные
Температура возвращающегося конденсата перед деаэратором	t_k	°C	Опытные данные	—	85	—
Температура химически очищенной воды перед деаэратором	$t_{x.o}$	°C	То же	—	30	—
Средневзвешенная температура воды перед деаэратором	t'_d	°C	$\frac{Q_k t_k + Q_{x.o} t_{x.o}}{Q_k + Q_{x.o}}$	25,2-85 13,3-30	2120 399	
Средневзвешенная энтальпия воды перед деаэратором	i'_d	ккал/кг	Таблицы воды и водяного пара	$\frac{1}{38,5}$	2 519	65,5
Потеря тепла деаэратором в окружающую среду	q_5^d	%	Опытные данные	—	2	—
Давление в деаэраторе	p_d	ат	ГОСТ	—	1,2	—
Температура воды в деаэраторе	t_d	°C	Таблицы воды и водяного пара	—	104,2	—
Расход пара на деаэратор	D_d	т/ч	$D_k^{выр} \left[\frac{(i' - i'_d)}{(i'' - i')} \times \frac{100}{100 - q_5^d} - D_{вып} \right]$	104,3 666,2 65,5 104,3 38,8 561,9 38,8 561,9-0,98	—	—
				38,5	0,0708 0,002 0,0728	2,7
Максимальная нагрузка котлов	$D_k^{макс}$	т/ч	$D_k^{выр} + D_d$	38,5-2,7	—	41,2

Выбор котельных агрегатов

Тип ДКВР 10-13
 Паропроизводительность при наличии низкотемпературных поверхностей нагрева, производстве перегретого пара и температуре питательной воды, равной 100°C 14 т/ч
 Число 3

Б. Аэродинамический расчет котельной установки

Исходные данные для расчета приняты из теплового расчета котельного агрегата (см. приложение II). В соответствии с указаниями Нормативного метода аэродинамического расчета котельных установок (ЦКТИ) сопротивления трения для прямых участков воздухопроводов при скорости движения воздуха менее 10 м/сек и для прямых участков газоходов при скорости движения дымовых газов менее 12 м/сек не учитывались.

**1. Дополнительные исходные данные
Газовый тракт**

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные
Присос воздуха на участке газохода между котельным агрегатом и дымососом	$\Delta \alpha_d$	—	Рекомендация «Нормативного метода аэродинамического расчета котельных установок»	—	0,05	—
Температура дымовых газов перед дымососом	θ'_d	°C	$\frac{\alpha_{yx}\theta_{yx} + \Delta\alpha_d t_{v,г}}{\alpha_{yx} + \Delta\alpha_d}$	1,35·140 0,05·30 — 1,35+0,05·	189 1,5	—
Плотность дымовых газов, приведенная к нормальным условиям (подсчитывается для значения $\alpha=1,3$)	ρ_r^0	кг/м³	$\frac{\rho_{N_2}^0 V_{N_2}^0 + \rho_{RO_2}^0 V_{RO_2}^0}{V_r} + \frac{t_{H_2O}^0 V_{H_2O}^0 + (\alpha-1)t_v^0 V_v^0}{V_r}$	1,257·7,27 1,977·0,98 0,804·1,97 0,3·1,293·9,01 — 12,96·	190,5 136 9,15 1,92 1,58 3,51 16,16	1,243

Рассчитываемая величина	В пароперегревателе	В котле	За котлом	В водяном экономайзере	За установкой	У дымовой трубы
Действительная плотность дымовых газов						
$\theta, ^\circ\text{C}$	—	—	280	210	140	136
—	—	—	273	273	273	273
$273 + \theta, ^\circ\text{K}$	—	—	553	483	413	409
$273 : (273 + \theta)$	—	—	0,495	0,567	0,663	0,670
$\rho_r, \text{кг/м}^3$	—	—	0,616	0,705	0,825	0,830
Действительный часовой объем дымовых газов						
α	—	—	1,25	1,30	1,35	1,40
$V_r^0, \text{м}^3/\text{м}^3$	—	—	10,22	10,22	10,22	10,22
$(\alpha-1) V_v^0, \text{м}^3/\text{м}^3$	—	—	2,25	2,70	3,15	3,60
$V_r^0 + (\alpha-1) V_v^0, \text{м}^3/\text{м}^3$	—	—	12,47	12,92	13,37	13,82
$B_p V_r \frac{273 + \theta}{273}, \text{м}^3/\text{ч}$	—	—	31 400	28 600	25 200	25 800

Воздушный тракт

Рассчитываемая величина	В окружающей среде	Перед дутьевым вентилятором
$t_v, ^\circ\text{C}$	20	30
Действительная плотность воздуха	1,208	1,165
$\rho_v, \text{кг/м}^3$	—	13 700
Действительный часовой объем воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$		

2. Расчет сопротивления газового тракта (рис. П-5,а)

№ участка по схеме	Наименование участка	Действительный объем дымовых газов, $\text{м}^3/\text{ч}$	Площадь поперечного сечения участка, м^2	Скорость движения дымовых газов, $\text{м}/\text{сек}$	Динамическое давление, $\text{кг}/\text{м}^2$	Коэффициент местного сопротивления участка	Сопротивление участка, $\text{кг}/\text{м}^2$
1	Паровой котел (по данным ЦКТИ, см. гл. 21) Паровой котел, включая пароперегреватель Газоход между котлом и водяным экономайзером: $t_{\text{к}}^{\text{с}} = -280^\circ \text{C}$; $\rho_{\text{г}}^{280} = 0,616 \text{ кг}/\text{м}^3$	—	—	—	—	—	50,0
2	Колено 90° , $r/b=0,1$	31 400	1,47	6,0	1,1	1,1	1,2
3	Колено 90° , $r/b=0,1$	31 400	2,70	4,2	0,5	1,1	0,6
4	Водяной экономайзер: $t_{\text{в.э}}^{\text{с}} = 210^\circ \text{C}$; $\rho_{\text{г}}^{210} = 0,705 \text{ кг}/\text{м}^3$ Трубный пучок экономайзера	28 600	—	9,5	3,4	10,5	35,8
5	Газоходы между водяным экономайзером и дымососом: $t_{\text{вх}} = 140^\circ \text{C}$; $\rho_{\text{г}}^{140} = 0,825 \text{ кг}/\text{м}^3$ Колено 90° , $r/b=0,0$	25 200	1,40	5,0	1,1	1,4	1,5
6	Внезапное уменьшение сечения при входе в боров	25 200	1,40/ 1,08	6,5	1,8	0,1	0,2
7	Колено 90° , $r/b=0,0$	25 200	0,90	7,8	2,5	1,4	3,5
8	Поворот в коробе	25 200	0,90	7,8	2,5	1,4	3,5
9	Конфузор при входе в дымосос	25 200	0,63	11,1	5,4	0,1,	0,5
10	Газоходы между дымососом и дымовой трубой: $t_{\text{д}} = 136^\circ \text{C}$, $\rho_{\text{г}}^{136} = 0,83 \text{ кг}/\text{м}^3$ Диффузор за дымососом (15°)	25 800	0,32	22,4	23,0	0,1	2,3
11	Колено 60°	25 800	0,77	9,3	3,8	0,6	2,3
12	Вход в трубу	25 800	0,77	9,3	3,8	0,9	3,4
	Суммарное аэродинамическое сопротивление установки	—	—	—	—	—	105,3
	Разрежение в верхней части топки	—	—	—	—	—	3,0
	Итого перепад давлений по газовому тракту $\Delta h_{\text{г}}^{\text{п}}$	—	—	—	—	—	108,3

3. Расчет дымовой трубы и выбор дымососа

Наименование рассчиты- ваемой величины	Обозначение	Единица изме- рения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета	
					промежу- точные	оконча- тельные
Дымовая труба						
Число котлов, установ- ленных в котельной	n	—	По данным проекта	—	3	—
Часовое количество топлива, сжигаемого в котельной	B_K	$m/ч$	Определяется только при рас- чете дымовых труб котельных, предназначенных для сжигания твердого и жидкого топлив СНиП II-Г.9-65	—	—	—
Высота дымовой трубы	$H_{д.т}$	m	—	—	—	30
Часовое количество ды- мовых газов, проходящих через дымовую трубу	$V_{д.т}$	$m^3/ч$	$nV_{д.т}^{час}$	3·25 800	—	77 400
Скорость истечения ды- мовых газов из трубы	$w_{д.т}$	$m/сек$	Выбирается предварительно по рекомендациям «Норматив- ного метода аэродинамического расчета котельных установок»	—	12	—
Диаметр устья дымо- вой трубы в свету	$d'_{д.т}$	m	$0,0188 \sqrt{\frac{V_{д.т}^{час}}{w_{д.т}}}$	$0,0188 \sqrt{\frac{77\ 400}{12}}$	1,52	—
Ближайший рекомен- дуемый диаметр устья трубы	$d''_{д.т}$	m	Принимается окончательно по рис. 21-5	—	—	1,6
Действительная ско- рость истечения дымовых газов из трубы	$w''_{д.т}$	$m/сек$	$\frac{0,0188^2 V_{д.т}^{час}}{(d''_{д.т})^2}$	$\frac{0,0188^2 \cdot 77\ 400}{1,6^2}$	—	10,7
Средний уклон внутрен- них стенок трубы	i	—	—	—	0,02	—
Диаметр основания трубы в свету	$d'_{д.т}$	m	$d''_{д.т} + iH$	0,02·30	1,6 0,6	—
Самотяга дымовой тру- бы	$h_{д.т}^c$	$\frac{кг}{м^2}$	$H(p_B^{20} - p_{г.т}^{136})$	—	1,208 0,830 0,378	2,2 11,3
Сопротивление трения дымовой трубы	$\Delta h_{д.т}^{тр}$	$\frac{кг}{м^2}$	$\frac{0,004}{i} \cdot \frac{(w''_{д.т})^2}{2 \cdot 9,81} \rho_{г.т}$	$\frac{0,004 \cdot 10,7^2 \cdot 0,83}{0,02 \cdot 2 \cdot 9,81}$	0,97	—
Динамическое давлени- е, требуемое для созда- ния нужной скорости газов на выходе из тру- бы	$h_{д.т}^д$	$\frac{кг}{м^2}$	$1,1 \frac{(w''_{д.т})^2}{2 \cdot 9,81} \rho_{г.т}$	$1,1 \frac{10,7^2 \cdot 0,83}{2 \cdot 9,81}$	5,35	—
Сумма потерь давления в трубе	—	$\frac{кг}{м^2}$	$\Delta h_{д.т}^{тр} + h_{д.т}^д$	—	—	6,3
Полезная тяга дымовой трубы	$h_{д.т}^{пол}$	$\frac{кг}{м^2}$	$h_{д.т}^c - (\Delta h_{д.т}^{тр} + h_{д.т}^д)$	—	—	5,0
Дымосос						
Коэффициент запаса производительности ды- мососа	β_1	—	Рекомендации «Нормативного метода аэродинамического рас- чета котельных установок»	—	1,10	—
Расчетная производи- тельность дымососа	$Q_{д.т}$	$m^3/ч$	$\beta_1 V_{д.т}^{час}$	1,10·25 800	—	28600
Коэффициент запаса по давлению дымососа	β_2	—	Рекомендации «Нормативного метода аэродинамического рас- чета котельных установок»	—	1,20	—
Расчетное полное дав- ление дымососа	$H_{д.т}$	$\frac{кг}{м^2}$	$\beta_2 (\Delta h_{г.т}^п + h_{д.т}^{пол})$	—	108,3 5,0 1,20·103,1	112,4
Пересчет величины рас- четного полного давлени- я дымососа на пара- метры заводской харак- теристики	$H_{д.т}^{200}$	$\frac{кг}{м^2}$	$H_{д.т} \frac{27 + \theta_{д.т}}{273 + 200} \cdot \frac{1,293}{\rho_{г.т}}$	112,4 · $\frac{409 \cdot 1,293}{473 \cdot 1,248}$	—	111,0

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные

Подбор дымососа

Тип Д-10
 Скорость вращения, об/мин 730
 Производительность номинальная, м³/ч 28 600
 Полное давление номинальное, кг/м² 128

Коэффициент полезного действия дымососа	η_d	—	Каталожные данные	—	0,65	—
Коэффициент запаса по мощности дымососа	β_z	—	Рекомендации «Нормативного метода аэродинамического расчета котельных установок»	—	1,10	—
Мощность электродвигателя дымососа	N_d	квт	$\beta_z \frac{Q_d H_d}{3670 \cdot \eta_d} \cdot \frac{\rho_g}{1,293}$	$1,1 \cdot \frac{28600 \cdot 128 \cdot 1,248}{3670 \cdot 0,65 \cdot 1,293}$	—	16,3

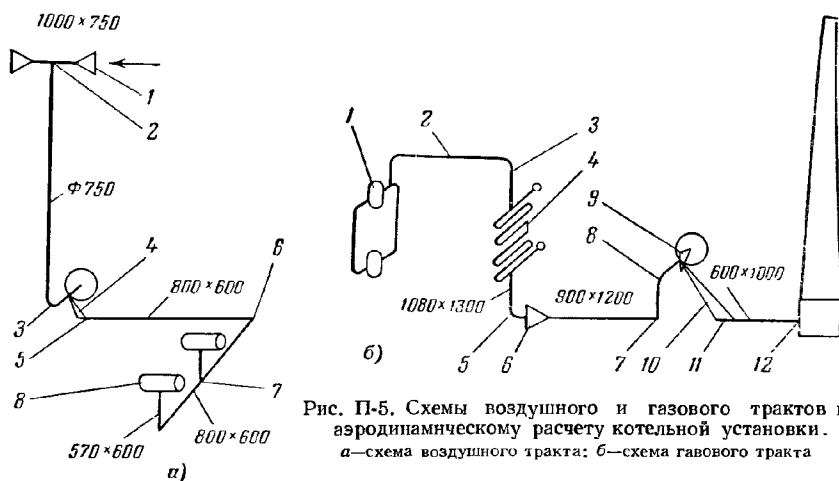


Рис. П-5. Схемы воздушного и газового трактов к аэродинамическому расчету котельной установки.
а—схема воздушного тракта; б—схема газового тракта

4. Расчет сопротивления воздушного тракта (рис. П-5,б)

№ участка по схеме	Наименование участка	Действительный объем дымовых газов, м³/ч	Площадь поперечного сечения участка, м²	Скорость движения воздуха, м/сек	Динамическое давление, кг/м²	Коэффициент местного сопротивления участка	Сопротивление участка, кг/м²
1	Заборное окно	13 700	0,75	5,1	1,6	0,2	0,3
2	Колено 90°, $r/b = 0,5$	13 700	0,59	6,5	2,5	0,6	1,5
3	Отвод 90°, $R/b = 1,0$	13 700	0,59	6,5	2,5	0,3	0,8
4	Диффузор за вентилятором (15°)	13 700	0,32	11,9	8,4	0,1	0,8
5	Колено 60°	13 700	0,48	7,9	3,7	0,6	2,2
6	Колено 90°, $r/b = 0,0$	13 700	0,48	7,9	3,7	1,4	5,2
7	Тройник 90°	6 850	0,34	5,6	1,8	2,0	3,6
8	Горелка	6 850	—	—	—	—	100,0
Итого $\Sigma \Delta h$		—	—	—	—	—	114,4

5. Выбор дутьевого вентилятора

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные
Коэффициент запаса по производительности дутьевого вентилятора	β_1	—	Рекомендация «Нормативного метода аэродинамического расчета котельных установок»	—	1,05	—
Расчетная производительность дутьевого вентилятора	Q_B	$м^3/ч$	$\beta_1 V_B^{час}$	1,05 · 13 700	—	14 400
Коэффициент запаса по давлению вентилятора	β_2	—	Рекомендация «Нормативного метода аэродинамического расчета котельных установок»	—	1,10	—
Расчетное полное давление дутьевого вентилятора	H_B	$кг/м^2$	$\beta_2 (\Delta h_B^п - h_T - 0,95 H_T)$	$3,0 + 0,95 \cdot 4,18$ 1,1	$\frac{114,4}{107,4}$	— 118

Подбор дутьевого вентилятора

Тип ВД-10
 Скорость вращения, об/мин 730
 Производительность номинальная, $м^3/ч$ 14 400
 Полное давление номинальное, $кг/м^2$ 113

Коэффициент полезного действия вентилятора	η_B	—	Каталожные данные	—	0,65	—
Коэффициент запаса по мощности дутьевого вентилятора	β_3	—	Рекомендация «Нормативного метода аэродинамического расчета котельных установок»	—	1,10	—
Мощность электродвигателя дутьевого вентилятора	N_B	$квт$	$\beta_3 \frac{Q_B H_B}{3 670 \eta_B}$	$1,10 \cdot \frac{14 400 \cdot 113}{3 670 \cdot 0,65}$	—	7,5

В. Расчет питательной и водоумягчительной установки

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные
Расчетная производительность питательных насосов с электроприводом	$Q_{п.и}^э$	$м^3/ч$	$1,1 \left(1 + \frac{\pi}{100}\right) nD$	1,1 · 1,03 · 3 · 14	—	51,8
То же с паровым приводом	$Q_{п.и}^п$	$м^3/ч$	$0,5 \left(1 + \frac{\pi}{100}\right) nD$	0,5 · 1,03 · 3 · 14	—	21
Расчетное давление питательных насосов	$H_{п.и}$	$ат$	1,4 P_K	1,4 · 13	—	18,2

Питательные насосы

Подбор питательных насосов
 Насосы центробежные с электроприводом . 2
 Тип ЗМСГ-10 (8 колес)
 Скорость вращения, об/мин 2 950
 Производительность номинальная, $м^3/ч$ 34
 Полное давление номинальное, $кг/см^2$ 18,4
 Насосы поршневые с паровым приводом . 1
 Тип ПНП-60/20
 Производительность номинальная, $м^3/ч$ 25
 Полное давление номинальное, $кг/м^2$ 20

Коэффициент полезного действия насоса типа ЗМСГ-10	$\eta_{п.и}$	—	Каталожные данные	—	0,6	—
Коэффициент запаса по мощности	β_3	—	Техническая рекомендация	—	1,10	—
Мощность электродвигателя насоса	$N_{п.и}$	$квт$	$\beta_3 \frac{Q_{п.и} H_{п.и}}{3 670 \eta_{п.и}}$	$1,10 \cdot \frac{34 000 \cdot 184}{3 600 \cdot 102 \cdot 0,6}$	—	30,0

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные

Термические деаэраторы

Полное количество воды, подлежащей деаэрации	$D_k^{\text{выр}}$	т/ч	См. определение номинальной паропроизводительности котельной	—	—	38,5
Усредненная температура воды перед деаэратором	t_d	°C	То же	—	—	65,5

Подбор оборудования

Деаэраторные колонки типа ДС-50 $\xi_{\text{д.с.}}$. . 1
 Производительность номинальная, т/ч . . 50

Емкость бака	$V_{\text{д.б}}$	м³	ГОСТ 9654-61	—	—	15 15
Запас воды в баках при номинальной производительности котельной	$z_{\text{д.б}}$	ч	$\frac{V_{\text{д.б}}}{\left(1 + \frac{\pi}{100}\right) nD}$	$\frac{15}{1,03 \cdot 3 \cdot 14}$	—	0,35

Натрий-катионитовые фильтры

Суточное количество воды, подлежащей умягчению	$Q_{\text{х.о}}^{\text{сут}}$	$\frac{\text{т}}{\text{сутки}}$	$24Q_{\text{х.о}}$	24 · 13,3	—	—
Жесткость исходной воды общая	J_0	$\frac{\text{мг-экв}}{\text{кг}}$	Задание	—	6,5	—
Суточное количество солей жесткости, подлежащих удалению из воды	S_1	$\frac{\text{г-экв}}{\text{сутки}}$	$Q_{\text{х.о}}^{\text{сут}} J_0$	320 · 6,5	—	2080
Полезная продолжительность фильтроцикла	t_1	ч	Возможность обслуживания фильтров одной сменой персонала	—	24	—
Продолжительность регенерации	t_2	ч	Опытные данные	—	2	—
Число фильтроциклов в сутки	$n_{\text{ф}}$	—	$\frac{24}{t_1 + t_2}$	$\frac{24}{24 + 2}$	0,924	—
Полная обменная способность сульфогеля крупностью 0,3—0,8 мм	$E_{\text{пол}}$	$\frac{\text{г-экв}}{\text{м}^3}$	См. гл. 23	—	550	—
Удельный расход соли на регенерацию на 1 г-экв рабочей способности катионита	a_p	$\frac{\text{г}}{\text{г-экв}}$	То же	—	200	—
Коэффициент эффективности регенерации	$\alpha_{\text{э}}$	—	То же	—	0,81	—
Отношение концентрации ионов натрия в исходной воде к жесткости ее	$\frac{C_{\text{Na}}}{J_0}$	—	$\frac{\left(\frac{N_3 + 1}{23}\right)^2}{J_0}$	$\left(\frac{14}{23}\right)^2 \cdot 6,5$	0,057	—
Поправочный коэффициент	β_{Na}	—	См. гл. 23	—	0,87	—
Рабочая обменная способность сульфогеля	$E_{\text{раб}}$	$\frac{\text{г-экв}}{\text{м}^3}$	$\alpha_{\text{э}} \beta_{\text{Na}} E_{\text{пол}} - 0,5 q_0 J_0$	$0,81 \cdot 0,87 \cdot 550 - 0,5 \cdot 5 \cdot 0 \cdot 6,5$	387,0 16,2	—
Потребный объем сульфогеля	$V_{\text{кат}}$	м³	$\frac{Q_{\text{х.о}}^{\text{сут}}}{n_{\text{ф}} E_{\text{раб}}}$	$\frac{320 \cdot 6,5}{0,924 \cdot 360,8}$	350,8 6,25	—
Число работающих фильтров	n	—	Технические соображения	—	2	—
Высота слоя катионита	$h_{\text{к}}$	м	Каталожные данные	—	2,2	—
Расчетная площадь поперечного сечения фильтра	$F_{\text{ф}}$	м²	$\frac{V_{\text{кат}}}{2h_{\text{к}}}$	$\frac{6,25}{2 \cdot 2,2}$	1,42	—
Расчетный диаметр фильтра	$d_{\text{ф}}$	м	$\sqrt{\frac{4F_{\text{ф}}}{\pi}}$	$\sqrt{\frac{4 \cdot 1,42}{3,14}}$	1,35	—

Наименование рассчитываемой величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или источник определения	Расчет	Результаты расчета	
					промежуточные	окончательные

Подбор фильтра

Фильтры На-катноинтовые 2
 Диаметр фильтра, мм 1 500
 Высота слоя катноинта в фильтре, мм . . . 2 200

Фактический объем катноинта в фильтре	$V_{\text{кат}}$	м^3	$\frac{\pi d_{\text{ф}}^3}{4} h_{\text{к}}$	$\frac{3,14 \cdot 1,5^2 \cdot 2,2}{4}$	—	3,88
Фактическая полезная продолжительность фильтроцикла	$t_{\text{ф}}$	ч	$t_{\text{ф}} \frac{2V_{\text{кат}}}{V_{\text{кат}}}$	$24 \cdot \frac{2 \cdot 3,88}{6,25}$	—	29,8
Скорость фильтрации воды в фильтре	$w_{\text{ф}}$	м/ч	$\frac{4Q_{\text{х.о}}}{24n \pi d_{\text{ф}}^2}$	$\frac{4 \cdot 320}{24 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 1,5^2}$	—	3,8

Солерастворитель

Полный расход соли на регенерацию	$M_{\text{с}}$	кг	$\frac{a_{\text{р}} E_{\text{раб}} V_{\text{кат}}}{1 000}$	$\frac{200 \cdot 360 \cdot 8 \cdot 3,88}{1 000}$	—	279
Высота загрузки соли в солерастворителе	$h_{\text{с}}$	м	Каталожные данные		0,6	—
Требуемая площадь солерастворителя	$F_{\text{с}}$	м^2	$\frac{M_{\text{с}}}{1 000 h_{\text{с}}}$	$\frac{279}{1 000 \cdot 0,6}$	0,465	—
Диаметр солерастворителя	$d_{\text{с}}$	м	$\sqrt{\frac{4F_{\text{с}}}{\pi}}$	$\sqrt{\frac{4 \cdot 0,465}{3,14}}$	0,77	—

Подбор солерастворителя

Солерастворитель с внутренним диаметром 1 000 мм 1

ЛИТЕРАТУРА

1. Стырикович М. А., Катковская К. Я., Серов Е. П. Парогенераторы электростанций, изд-во «Энергия», 1966.
Учебник для студентов энергетических вузов и факультетов. В СССР является основным руководством для изучения вопроса о крупных котельных агрегатах. Книга рассчитана на студентов теплоэнергетических специальностей энергетических вузов, а также на широкий круг инженеров-теплоэнергетиков, работающих во всех областях котельной техники.
2. Семенов Н. А., Сидельковский Л. Н., Юренев В. Н. Котельные установки промышленных предприятий, Госэнергоиздат, 1960.
Учебник для студентов высших энергетических учебных заведений. Очень полезная книга, особая ценность которой заключается в том, что в ней глубоко разбираются процессы, происходящие в котельных установках.
3. Бузников Е. Ф., Сидоров В. Н. Водогрейные котлы и их применение на электростанциях и в котельных, изд-во «Энергия», 1965.
Очень ценная книга, в которой с большой глубиной рассмотрен весь круг вопросов, относящихся к крупным стальным водогрейным котлам.
4. Щеголев М. М., Гусев Ю. Л., Иванова М. С. Котельные установки, Гостройиздат, 1966.
Учебник для студентов специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция». Наряду с другими вопросами в книге уделено много внимания рассмотрению вопроса о чугунных водогрейных котлах.
5. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. Госэнергоиздат, 1957.
Основной руководящий материал для выполнения теплового расчета котельных агрегатов. При выполнении расчета теплоотдачи излучением в топке необходимо учитывать дополнительные указания, опубликованные в журнале «Энергомашиностроение» № 2 за 1963 г.
6. Нормы расчета и проектирования пылеприготовительных установок, Госэнергоиздат, 1958.
Основной руководящий материал для расчета и проектирования пылеприготовительных установок к котельным агрегатам.
7. Аэродинамический расчет котельных установок. Нормативный метод, Госэнергоиздат, 1961 (первое издание) и изд-во «Энергия», 1964 (второе издание).
Основной руководящий материал для аэродинамического расчета котельных установок. Издания практически не отличаются одно от другого.
8. Гидравлический расчет паровых котлов. Нормативный метод, изд-во «Энергия», 1966.
Основной руководящий материал для расчета циркуляции в паровых котлах.
9. Нормы расчета элементов паровых котлов на прочность, изд-во «Недра», 1966.
Основной руководящий материал для расчета паровых котлов на прочность.
10. Госгортехнадзор СССР. Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов, изд-во «Недра», 1968.
В этих правилах заключен весь свод требований, обязательных к выполнению при проектировании, сооружении и эксплуатации всех котельных, предназначенных для

производства пара с давлением выше 1,7 ат и горячей воды температурой выше 115° С. Правила утверждены 30 августа 1966 г. и обязательны для всех министерств и ведомств.

11. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей.

В этих правилах дан свод указаний к эксплуатации электрических станций с паротурбинными двигателями и они, в частности, содержат указания по технической эксплуатации котельных установок и котельных названных электростанций. Периодически выпускаются издательством «Энергия».

12. Госстрой СССР. Строительные нормы и правила, ч. II, разд. «Г», гл. 9, Котельные установки, нормы проектирования, СНиП II-Г. 9-65. Госстройиздат, 1966.

Свод правил проектирования котельных с чугунными секционными котлами, паровыми котлами с давлением пара не выше 24 ат и водогрейными котлами с температурой нагрева воды до 200° С. Обязательны при проектировании производственных и отопительных котельных. На проектирование котельных электростанций не распространяются.

13. Госстрой СССР. Указания по проектированию котельных установок. СН 350-66, Госстройиздат, 1967.

Составлены в развитие СНиП II-Г. 9-65 (см. предыдущий пункт). Содержат свод указаний и рекомендаций по проектированию производственных и отопительных котельных.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
--------------------	---

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ТОПЛИВО

Глава первая. Общие сведения о топливе	7
1-1. Виды топлива	7
1-2. Топливные ресурсы СССР	8
1-3. Топливно-политика СССР	10
Глава вторая. Твердое топливо	11
2-1. Происхождение	11
2-2. Основные стадии превращений	11
2-3. Состав	12
2-4. Летучие вещества и кокс. Спекаемость	18
2-5. Теплота сгорания	19
2-6. Классификация	21
Глава третья. Жидкое и газообразное топливо	25
3-1. Происхождение	25
3-2. Жидкое топливо	29
3-3. Газообразное топливо	30
Глава четвертая. Элементы теории горения топлива	32
4-1. Общие сведения о процессе горения	32
4-2. Распространение пламени	33
4-3. Механизм горения частицы твердого и капли жидкого топлива	35
4-4. Реакции горения	37
4-5. Теоретический объем воздуха, необходимый для горения; теоретический объем дымовых газов	40
4-6. Коэффициент избытка воздуха; действительные объемы воздуха и ды- мовых газов	43
4-7. Энтальпия воздуха и продуктов сгорания	45
Глава пятая. Эффективность использования топлива	46
5-1. Искользованное тепло топлива и потери тепла	46
5-2. Тепловой баланс котельного агрегата	47
5-3. Коэффициент полезного действия котельного агрегата	52

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Глава шестая. Классификация методов сжигания топлива	53
Глава седьмая. Слоевые топки	59
7-1. Топки с неподвижной колосниковой решеткой и неподвижным слоем топ- лива	59
7-2. Топки с движущейся колосниковой решеткой	65
7-3. Топки с неподвижной колосниковой решеткой и перемещающимся слоем топлива	69
7-4. Технические характеристики слоевых топок	73

Глава восьмая. Пылеприготовительные установки	75
8-1. Элементы процесса пылеприготовления	75
8-2. Системы пылеприготовления	76
8-3. Схемы пылеприготовительных установок	76
8-4. Оборудование пылеприготовительных установок	80
8-5. Элементы теории размола и сушки топлива. Некоторые характеристики пылеприготовительных установок	87
Глава девятая. Топки для сжигания пылевидного топлива	91
9-1. Факельные топки	91
9-2. Циклонные топки	99
9-3. Технические характеристики топок для сжигания пылевидного топлива	102
Глава десятая. Топки для сжигания мазута и газа	104
10-1. Топки для сжигания мазута	104
10-2. Топки для сжигания газа	110
Глава одиннадцатая. Элементы теории движения газов и процесса горения в камерной топке	115
11-1. Факельные топки	119
11-2. Циклонные (вихревые) предтопки	120
Глава двенадцатая. Теплообмен излучением в топке	120
12-1. Общие сведения	120
12-2. Элементы теории излучения в топке	121
12-3. Выбор температуры дымовых газов в конце топки	129

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

Глава тринадцатая. Классификация котельных агрегатов	131
Глава четырнадцатая. Типы паровых котельных агрегатов	136
14-1. Вертикально-цилиндрические котлы	136
14-2. Вертикально-водотрубные котельные агрегаты	138
14-3. Котельные агрегаты экранного типа	145
Глава пятнадцатая. Элементы паровых котельных агрегатов	149
15-1. Испарительные поверхности нагрева. Циркуляция	149
15-2. Сепарирующие устройства	156
15-3. Пароперегреватели	158
15-4. Водяные экономайзеры	163
15-5. Воздухоподогреватели	167
15-6. Каркас и обмуровка	171
Глава шестнадцатая. Водогрейные котлы	175
16-1. Чугунные водогрейные котлы	175
16-2. Стальные водогрейные котлы	177
16-3. Комбинированные водогрейно-паровые котлы	182
Глава семнадцатая. Основные материалы котельных агрегатов	184
17-1. Металлы котельных агрегатов	184
17-2. Огнеупорные материалы и изделия	187
17-3. Теплоизоляционные материалы	192
Глава восемнадцатая. Теплоотдача в конвективных поверхностях нагрева. Загрязнения и коррозия	193
18-1. Общие сведения	193
18-2. Температурный напор	193
18-3. Коэффициент теплопередачи	196
18-4. Уравнения теплового баланса и теплопередачи конвективных поверхностей нагрева	208
18-5. Наружные загрязнения	209
18-6. Коррозия поверхностей нагрева котельных агрегатов	214

ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ
ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА КОТЕЛЬНЫХ

Глава девятнадцатая. Топливное хозяйство	217
19-1. Общие сведения	217
19-2. Топливное хозяйство котельной, работающей на твердом топливе	217
19-3. Перевозка и хранение жидкого топлива	224
19-4. Топливное хозяйство котельной, работающей на природном газе	227
Глава двадцатая. Золоулавливание и шлакозолоудаление	229
Глава двадцать первая. Тяга и дутье	234
21-1. Общие сведения	234
21-2. Аэродинамические сопротивления	236
21-3. Самотяга	247
21-4. Аэродинамические особенности газового и воздушного трактов котельной установки	248
21-5. Дымовые трубы	250
21-6. Дымососы и дутьевые вентиляторы	254
Глава двадцать вторая. Питательные устройства, трубопроводы и арматура котельных	259
22-1. Питательные устройства	259
22-2. Трубопроводы	264
22-3. Арматура	265
Глава двадцать третья. Вода и водное хозяйство котельных	267
23-1. Общие сведения	267
23-2. Свойства водных растворов твердых веществ	269
23-3. Особенности газовых растворов	270
23-4. Показатели качества воды	270
23-5. Умягчение воды в катионитовых установках	273
23-6. Виды катионитовых установок	275
23-7. Расчет катионитовых установок	280
23-8. Химическое обессоливание добавочной воды	281
23-9. Деаэрация питательной воды	282
23-10. Водный режим котельных агрегатов. Внутренняя коррозия	286
Глава двадцать четвертая. Контрольно-измерительные приборы и системы автоматического регулирования	293
24-1. Контрольно-измерительные приборы	293
24-2. Автоматическое регулирование	295

ЧАСТЬ ПЯТАЯ
ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ КОТЕЛЬНЫХ

Глава двадцать пятая. Основы проектирования котельных	298
25-1. Область распространения промышленных и отопительных котельных	298
25-2. Выбор производительности и типа котельной	298
25-3. Выбор числа и типа котлов	299
25-4. Тепловые схемы котельных	300
25-5. Компоновка котельных	304
25-6. Капиталовложения на сооружение котельных	307
Глава двадцать шестая. Основы эксплуатации котельных	308
26-1. Организация эксплуатации	308
26-2. Контроль работы, оборудования; технический учет и техническая отчетность	309
26-3. Количественные и качественные показатели работы котельной	309
26-4. Планирование работы котельной	311
26-5. Калькуляция себестоимости выработки тепла и пара	312
Приложения	315
Литература	348